

**ANDIJON MASHINASOZLIK INSTITUTI HUZURIDAGI ILMIY
DARAJALAR BERUVCHI PhD.03/30.09.2020.T.124.01
RAQAMLI ILMIY KENGASH ASOSIDAGI FAN DOKTORI (DSc) ILMIY
DARAJASINI BERUVCHI BIR MARTALIK ILMIY KENGASH**

ANDIJON MASHINASOZLIK INSTITUTI

YULDASHEV KOZIMJON KOMILJONOVICH

**TO‘KILUVCHI MATERIALLARNI TASHUVCHI VINTLI
KONVEYERLAR KONSTRUKSIYALARINI ISHLAB CHIQISH VA
PARAMETRLARINI HISOBLASHNING ILMIY ASOSLARI**

Ixtisoslik: 05.02.03- Texnologik mashinalar. Robotlar, mexatronika va
robototexnika tizimlari

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

Texnika fanlari doktori (DSc) dissertatsiyasi avtoreferati mundarijasi

Оглавление автореферата диссертации доктора (DSc) по техническим наукам

Contents of dissertation abstract of doctor (DSc) on technical sciences

Yuldashev Kozimjon Komiljonovich

To'kiluvchi materiallarni tashuvchi vintli konveyerlar konstruksiyalarini ishlab chiqish va parametrlarini hisoblashning ilmiy asoslari..... 3

Юлдашев Козимжон Комилжонович

Научные основы разработки и расчета параметров конструкций винтовых конвейеров для перевозки сыпучих материалов..... 35

Yuldashev Kozimjon Komilzhonovich

Scientific basis for the development and calculation of design parameters of screw conveyors for the transportation of bulk materials..... 71

E'lon qilingan ishlar ro'yxati

Список опубликованных работ

List of published works..... 73

**ANDIJON MASHINASOZLIK INSTITUTI HUZURIDAGI ILMIY
DARAJALAR BERUVCHI PhD.03/30.09.2020.T.124.01
RAQAMLI ILMIY KENGASH ASOSIDAGI FAN DOKTORI (DSc) ILMIY
DARAJASINI BERUVCHI BIR MARTALIK ILMIY KENGASH**

ANDIJON MASHINASOZLIK INSTITUTI

YULDASHEV KOZIMJON KOMILJONOVICH

**TO‘KILUVCHI MATERIALLARNI TASHUVCHI VINTLI
KONVEYERLAR KONSTRUKSIYALARINI ISHLAB CHIQISH VA
PARAMETRLARINI HISOBLASHNING ILMIY ASOSLARI**

Ixtisoslik: 05.02.03- Texnologik mashinalar. Robotlar, mexatronika va
robototexnika tizimlari

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

Texnika fanlari doktori (DSc) dissertatsiyasi mavzusi O‘zbekiston Respublikasi Oliy ta’lim, fan va innovatsiyalar vazirligi huzuridagi Oliy attestatsiya komissiyasida V2022.4.DSc/T556 raqam bilan ro‘yxatga olingan.

Dissertatsiya Andijon mashinasozlik institutida bajarilgan.

Dissertatsiya avtoreferati uch tilda (o‘zbek, rus, ingliz (rezyume)) Andijon mashinasozlik instituti huzuridagi Ilmiy Kengashning veb-sahifasida (www.andmiedu.uz) va “ZiyoNet” Axborot ta’lim portalida (www.ziynet.uz) joylashtirilgan.

Ilmiy maslaxatchi:

Djurayev Anvar Djurayevich
texnika fanlari doktori, professor

Rasmiy opponentlar:

Qayumov Juramirza Abdiramatovich
texnika fanlari doktori, dotsent

Sarimsaqov Olimjon Sharipjanovich
texnika fanlari doktori, professor

Azizov Shuxrat Mamatovich
texnika fanlari doktori, dotsent

Yetakchi tashkilot:

Farg‘ona politexnika instituti

Dissertatsiya himoyasi Andijon mashinasozlik instituti huzuridagi ilmiy daraja beruvchi PhD.03/30.09.2020.T.124.01 raqamli Ilmiy Kengash asosidagi fan doktori (DSc) ilmiy darajasini beruvchi bir martalik Ilmiy Kengashning 2025 yil “3” yanvar soat 14⁰⁰ dagi majlisida bo‘lib o‘tadi. Manzil: 170119, Andijon shaxri, Boburshox ko‘chasi, 56-uy. Tel: (99874) 223-43-67; faks: (99874) 223-43-67; e-mail: info@andmiedu.uz; e-xat: andmi@exat.uz

Dissertatsiya bilan Andijon mashinasozlik institutining Axborot resurs markazida tanishish mumkin (19-raqami bilan ro‘yxatga olingan). (Manzil: 170119, Andijon shahri, Boburshox ko‘chasi, 56-uy. Tel: (99891) 612-30-06; faks: (99874) 223-43-67; e-mail: andmi-arm@umail.uz).

Dissertatsiya avtoreferati 2024 yil 23 – dekabr kuni tarqatildi.
(2024 yil 23 – dekabrda №19-raqamli reestr bayonnomasi).



U.M.Turdialiyev
Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy kengash raisi, t.f.d., katta ilmiy xodim

Sh.X.Yo‘ldashev
Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy kengash ilmiy kotibi, t.f.d., dotsent

K.Z.Qosimov
Ilmiy darajalar beruvchi ilmiy kengash qoshidagi ilmiy seminar raisi, t.f.d., professor

Dissertatsiya mavzusining dolzarbligi va zarurati. Jahonda mashinashunoslikni rivojlanish bosqichida barcha yo‘nalishlar qatorida, ishlab chiqarishda mahsulotlarni transportirovka qilishda resurstejamkorlikni ta‘minlaydigan, ish unumi yuqori bo‘lgan texnika va texnologiyalarni ishlab chiqarishga jadal qo‘llash, mahsulot sifatini va raqobatbardoshligini yanada oshirish muhim ahamiyat kasb etmoqda. Dunyoda paxta tolasiga va momig‘iga bo‘lgan extiyoj tobora ortib bormoqda. «Paxta bo‘yicha Xalqaro konsultativ qo‘mita» (ICAC) ma‘lumotlariga qaraganda so‘nggi yillarda jahon miqyosida 23,79 mln tonna paxta tolasini ishlab chiqarildi, uning iste‘moli 24,51 mln tonnani tashkil etmoqda¹. Intensiv tarzda ortib borayotgan aholi soni hisobiga paxta momig‘i va tolasini iste‘moli va unga bo‘lgan talabning istiqbolda ham ortib borishi kutilmoqda. Paxta tolasiga talabning ortishi o‘z navbatida uning sifati va uni ishlab chiqarish samaradorligini to‘xtovsiz oshirib borishni talab etadi. Kimyo sanoati uchun paxta momig‘i asosiy xomashyolardan hisoblanadi. Chunki, yuqori sifatli qog‘oz mahsulotlari ham aynan paxta momig‘idan olingan selyulozadan ishlab chiqariladi. Tozaligi yuqori bo‘lgan paxta momig‘i 97-99% selyulozaga aylanadi. Dunyo miqyosida paxta tolasini va momig‘ining raqobatbardoshligini oshiruvchi, zamonaviy hamda texnologik jihatdan ishonchli va sifatli mahsulot ishlab chiqaruvchi yangi texnologiya va ularni amaliyotga joriy etishni taqozo etmoqda. Shu jihatdan paxta tozalash sohasida yuqori samaradorlikka ega bo‘lgan paxta tozalash mashinalarini takomillashtirish va resurstejamkor texnologiyalardan foydalanish muhim ahamiyatga ega hisoblanadi.

Jahonda paxta hom ashyosidan (momiq) mahsulot ishlab chiqarishdan oldin uning tarkibidagi mayda va yirik iflosliklarni ajratib olish uchun resurstejamkor texnologiyalar va texnika vositalarining yangi ilmiy-texnikaviy yechimlarini ishlab chiqarishga yo‘naltirilgan ilmiy-tadqiqot ishlari olib borilmoqda. Paxta momig‘iga bo‘lgan talabni ortishi o‘z navbatida uning sifati va ishlab chiqarish samaradorligini to‘xtovsiz borishni talab qiladi. Buning uchun momiqni tozalashning yuqori samarali, resurstejamkor texnologiyalari, tozalagichlarni ilmiy asoslash konstruksiyalarini ishlab chiqarish muhim hisoblanib, bu borada, momiqni dastlabki tozalash bosqichida – yirik va mayda aralashmalardan tozalashda yuqori ish sifatini ta‘minlash hamda energiya va resurslarni tejash, ularning texnologik jarayoni, parametrlari va ish rejimlarini asoslashga alohida e‘tibor berilmoqda.

Respublikamizda paxta tozalash sanoatini modernizatsiya qilish asosida ichki va tashqi bozorda paxta mahsulotlari ishlab chiqarish samaradorligini oshirish hamda sifat ko‘rsatkichlarini yaxshilash orqali ularning raqobatbardoshligini ta‘minlovchi, ish unumi yuqori, resurstejamkor, tebranuvchi to‘rli yuzali yangi konstruksiyali vintli konveyerlarni ishlab chiqarish yuzasidan keng qamrovli chora-tadbirlar amalga oshirilib, muayyan natijalarga erishilmoqda. Momiqni tozalashda to‘lqinsimon sirtli, tebranuvchi ko‘p bosqichli to‘rli yuzalari bo‘lgan konstruksiyasini

¹ <http://www.ica.org>

ilmiy asoslangan parametrlarini aniqlash natijasida ishlab chiqish vazifalari belgilab berilgan. Ushbu vazifalarni amalga oshirishda vintli konveyer to'liqsimon sirtli vinti harakat rejimini, to'rtli yuzalarni tebranish amplitudalarini zonalar bo'yicha nazariy asoslash, bikrlilik-dissipativ hamda texnologik qarshiliklarini inobatga olib harakat qonunlarini aniqlash, parametrlarni optimal qiymatlarini olish muhim hisoblanadi.

O'zbekiston Respublikasi Prezidentining 2022 yil 28 yanvardagi 2022-2026 yillarga mo'ljallangan yangi O'zbekistonning taraqqiyot strategiyasi to'g'risida PF-60-son Farmoni²da mamlakatimiz to'qimachilik sanoatini rivojlantirish yuzasidan bir qator vazifalar belgilab berilgan, jumladan; to'qimachilik sanoati mahsulotlari ishlab chiqarish, O'zbekiston Respublikasi Prezidentining «Paxta hosildorligini oshirish, paxta yetishtirishda ilm va innovatsiyalarni joriy qilishning qo'shimcha tashkiliy chora-tadbirlari to'g'risida» 2022 yil 7 iyuldagi PQ-308-son qarori ijrosini ta'minlash maqsadida Vazirlar Mahkamasi 2023 yil 11 yanvardagi 11-son Qaroriga asosan, jumladan paxta momig'ini tozalash jarayonini takomillashtirish, tozalashning resurstejamkor usul va vositalarini ishlab chiqish asosida momiq sifati va samaradorligini oshirish va maxsulot raqobatbardoshligini ta'minlash masalasi sohaning dolzarb masalalari darajasiga ko'tarilganini hamda tegishli boshqa me'yoriy-huquqiy hujjatlarda belgilangan vazifalarni amalga oshirishga ushbu dissertatsiya tadqiqoti muayyan darajada xizmat qiladi.

Tadqiqotning respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo'nalishlarga mosligi. Ushbu tadqiqot Respublika fan va texnologiyalar rivojlanishining II. «Energetika, energiya va resurstejamkorlik» ustuvor yo'nalishi doirasida bajarilgan.

Dissertatsiya mavzusi bo'yicha xorijiy ilmiy tadqiqotlar sharxi. Vintli konveyerlarning samaradorligi va resurstejamkorligini oshirish bo'yicha dunyodagi yetakchi universitetlar jumladan, Nanyang technological University (Xitoy) Karabuk university (Turkiya) Handong Global University (Koreya) Moskovskiy gosudarstvenniy universitet imeni M.V. Lomonosova (Rossiya) Moskovskiy gosudarstvenniy texnicheskiy universitet imeni N.E.Baumana (Rossiya) va boshqa bir qator nufuzli texnika institutlar va universitetlarda yetakchi olimlar ilmiy izlanishlar olib borishmoqda.

Ko'plab xorijiy davlatlarda etakchi olimlar tomonidan vintli konveyerlarda turli xildagi maxsulotlarni tashishni nazariy-fundamental, amaliy masalalari va metodologik asoslarini yaratishda ilmiy-tadqiqot ishlari olib borilmoqda. Jumladan, S.N.Baybara vertikal vintli konveyer ustida olib borilgan nazariy va tajribaviy tadqiqotlar natijasida to'kiluvchan materiallarni tashish vaqtida vintning maksimal ish unumdorligi spiral balandligi va uning burchagiga bog'liqligi aniqlandi. Vintli konveyerning ish unumdorligini yetarli darajada ta'minlash uchun yuklovchi voronkaning yon devorlari spiralga nisbatan turli burchak bilan yasalgan bo'lishi kerakligini isbotlagan. T.V.Ovchinikova vintli konveyerlarning ish unumdorligi, quvvati va energiya intensivligining analitik hamda tajribaviy bog'liqliklari bilan yengil iflosliklardan tozalash, tashiladigan materialning

² Ўзбекистон Республикаси Президентининг 2022 йил 28 январдаги ПФ-60-сон Фармони

ishqalanish koeffitsienti vint pichoqlarining soni va joylashish burchagiga bog'liqligini asoslagan. D.P.Chasov vintli konveyerlarni ish unumdorligini oshirish uchun ilmiy tadqiqot ishlarini olib borgan. Tajriba sinov paytida spiralning qiyalik burchaklari va spiralga qo'shimcha pichoqlarni o'rnatish vintli konveyerlarni ish natijadorligini isbotladi. N.Jigar, P.Sumant, S.Snehal lar vintli konveyerlarni modifikatsiyalashda vint valini olib tashlash va vintli konveyerni valsiz loyihalash uchun umumlashtirilgan metodikani qo'llash orqali amalga oshiriladi. Vintli konveyerning ish unumdorligi vintning diametri, vintning maydoni, vintning aylanma tezligi va vintning ko'ndalang kesimi maydonini yuklash samaradorligiga bog'liq. Vintli konveyerning quvvat sarfi asosan vintli konveyerning uzunligi, ish unumdorligi, umumiy qarshilik koeffitsienti va bu qarshilik tashilayotgan mahsulot turi, abrazivligi, donalarning o'lchami, ichki qarshiligi hamda ularning ko'pchiligi qobiqning to'ldirish darajasiga bog'liq ekanligini ta'kidlagan. Jianming Yuan, Mingzhi Li, Fangping Ye va Zhenhui Zhou lar tomonidan vertikal vintli konveyerda tashiladigan mahsulot oqimining amaldagi modeli yaratildi va tashish jarayonining yetarli matematik tahlili berildi. Bunda tashiladigan mahsulot zarrachalarining ishqalanish koeffitsienti parametrlari diskret elementlar usuli (DEM-discrete element method) da aniqlanib, so'ngra zarrachalar qiyalik burchagining makroskopik xossalardan foydalaniladi. Vintli konveyerda harakatlanadigan mahsulot zarrachalari oqimi, ularning buralish burchagi va ishqalanish koeffitsientlari uning ish unumdorligiga bog'liqligini asoslab bergan.

Muammoning o'rganilganlik darajasi. Paxtani qayta ishlash texnologiyasi va texnikasi, jumladan momiqni tozalash va tashish mashinalari va jarayonlarini takomillashtirish, ish unumini oshirish, sifatli paxta momig'ini olish bo'yicha chet el olimlaridan E.Whitney, S.Z.Hall, T.Elliot, S.E.Xughs, R.N.Rakoff, A.V.Stalney, R.G.Hardin, P.A.Funk va boshqalarning ishlarida ko'rib chiqilgan.

Mamlakatimizning taniqli olimlaridan Q.J.Jumaniyozov, A.Sultonov, I.V.Morin, I.A.Anakin, Ye.M.Gutyar, G.I.Miroshnichenko, X.T.Axmedxodjaev, A.Djuraev, M.M.Jamalova, A.Ya.Yampolskiy, A.M.Grigorev, X.J.Abdug'afforov, N.Jo'raev, O.Teshaboev va boshqa ko'plab olimlar paxta xom ashyosini dastlabki ishlash texnologik jarayonidagi paxta va chigit, va momiqlarni tashishni nazariy-fundamental, amaliy masalalari va metodologik asoslarini yaratishda salmoqli ilmiy-tadqiqot ishlarini olib borishgan.

Bugungi kunda vintli konveyerlar yordamida paxta xom ashyolari (paxta, chigit, momiq) tashish texnologiyasi yetarlicha tadqiq etilgan va parametrlari asoslangan. Lekin, ishlab chiqarishdagi asosiy texnologik mashinalarni majburiy to'xtab turishlari oqibatida ish unumdorligini kamayishiga sabab bo'luvchi va paxta xom ashyosini tashish jarayonida sodir bo'ladigan tiqilishlarning hosil bo'lishi, tashish bilan bir vaqtda momiqni tozalash jarayonini amalga oshirish masalalariga yetarlicha e'tibor qaratilmagan. Shuning uchun hozirgi vaqtda vintli konveyerni yuqori samarali konstruksiyasini ishlab chiqish natijasida tashilayotgan momiqlarni turli xil iflosliklardan tozalash samarasini oshirish, mashina resursini ko'paytirish, shovqinni kamaytirish, yuqori sifatli momiqni olish muhim hisoblanadi.

Dissertatsiya tadqiqotining dissertatsiya bajarilgan oliy ta'lim muassasasining ilmiy-tadqiqot ishlari rejalari bilan bog'liqligi. Dissertatsiya tadqiqoti Andijon mashinasozlik instituti ITD-9-03 «Paxtani dastlabki qayta ishlash texnologik mashinalarining yuritgich mexanizmlari sxemalarini takomillashtirish va optimallashtirish» (2012-2013 yy), YoA-9-14 «Momiq ajratish texnologiyasi va mashinalarning ishchi organlarini konstruksiyasini takomillashtirish» (2014-2015), YoOT-ATEX-2018-93 «O'simliklardan yog' ishlab chiqarish texnologik mashinalari yuritmasidagi zanjirli uzatmalari resurstejamkor konstruksiyasini ishlab chiqish va parametrlarini hisoblash» (2018-2019) davlat byujeti asosida bajarilgan ITI lari bilan bog'liqdir.

Tadqiqotning maqsadi momiqni tashuvchi va tozalovchi qayishqoq elementli tarkibli rolikli zanjirli uzatmali vint sirti to'liqinsimon bo'lgan vintli konveyer hamda teshiklari egri, og'ma bo'lgan tebranuvchi to'rli yuzali vintli konveyerning samarali konstruksiyalarini ishlab chiqish, kompleks nazariy va tajribaviy tadqiqotlar asosida parametrlarini aniqlashning ilmiy asoslarini taxlidan iborat.

Tadqiqotning vazifalari quyidagilardan iborat:

momiqni tashuvchi va tozalovchi konveyerning vint sirti to'liqinsimon hamda teshiklari og'ma, egri bo'lgan to'rli yuzasi bo'lgan takomillashgan samarali konstruktiv sxemasini ishlab chiqish;

to'rli yuzali vintli konveyer mashina agregati dinamika masalasini elektryuritkich mexanik karakteristikasi, momiqni qarshilik momenti va inersion parametrlarni inobatga olib zonalar bo'yicha yechish, vint harakat qonunini aniqlash;

tavsiya etilgan vintli konveyer uzatish mexanizmlari turlicha bo'lgan bir massali, uch massali va to'rt massali mashina agregati dinamik va matematik modellari ishlab chiqilib, sonli yechimi asosida ishchi organlari va yuritmalari harakat qonunlarini aniqlash;

vintli konveyer qayishqoq tayanchli to'rli yuzasi xususiy tebranishlar chastotalarini, vertikal va og'ma tebranishlarini ko'rsatkichlarini tayanch bikrliliklariga bog'liqligini zonalar bo'yicha aniqlash;

momiqni tashuvchi va tozalovchi uch qismdan iborat to'rli yuzali konveyerning to'liqinsimon shakldagi vint sirtida momiqni siljitish kuchini, harakatlanish masofasini uni joylashish fazasiga bog'liqligini zonalar bo'yicha aniqlash, parametrlarini asoslash;

tavsiya etilgan tebranuvchi egri, og'ma teshiklari bo'lgan to'rli yuzali vintli konveyer tajriba nus'hasida elektrotenzometrik usulni qo'llab tajribaviy tadqiqotlar natijasida momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyerning vint validagi burchak tezliklari va burovchi momentlarning o'zgarish qonuniyatlarini zonalar bo'yicha turli ish unumlarida aniqlash;

tavsiya etilgan tebranuvchi egri, og'ma teshiklari bo'lgan to'rli yuzali vintli konveyer tajriba nus'hasida elektrotenzometrik va magnitoelektrik tajribaviy usullarni qo'llab to'rli yuzalaridagi to'liqin amplitudasi va qadamini burovchi moment va aylanish chastotasiga ta'sirini o'rganish;

tavsiya qilingan to'liqinsimon sirtli vintli konveyerni to'liq omilli tajribalar natijalariga ko'ra parametrlarining optimal qiymatlarini aniqlash.

Tadqiqotning ob'ekti. Momiqni tashuvchi va tozalovchi modernizatsiya qilingan teshiklari egri, og'ma bo'lgan tebranuvchi to'rli yuzali, vint sirti to'liqinsimon shakldagi vintli konveyer, zanjirli uzatma hamda momiqni tashish va tozalash texnologik jarayonlari tadqiqotning ob'ektini tashkil qiladi.

Tadqiqotning predmeti sifatida teshiklari egri, og'ma bo'lgan tebranuvchi to'rli yuzali, vint sirti to'liqinsimon bo'lgan konveyer va qayishqoq elementli zanjirli uzatmaning konstruktiv va hisob sxemalari, matematik modellar, ularni sonli yechimlari natijalari, olingan harakat qonunlari, parametrlarni bog'lanish grafiklari va vintli konveyer parametrlarining tavsiya qiymatlari olingan.

Tadqiqotning usullari. Tadqiqot jarayonida oliy matematika, nazariy va amaliy mexanika, tebranishlar nazariyasi, matematik statistika va ehtimollar nazariyasi, tajribalarni rejalash va optimallashtirish, o'lchov, solishtirish, baholash va tenzometrik o'lchash usullaridan foydalanilgan.

Tadqiqotning ilmiy yangiligi quyidagilardan iborat:

momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyer konstruksiyasi to'rli yuzalari zonalar bo'yicha korpusga rezinali amortizatorlar orqali birlashtirilib tebranma harakat qilishini, chiqindilarni samarali ajratishni ta'minlaydigan og'ma egri teshiklar bilan jixozlangan, vint sirti to'liqinsimon qilib takomillashtirilgan;

vintli konveyer bir massali mashina agregati dinamikasini ifodalovchi tenglamalar tahlili natijalarini hisobga olgan holda elektr yuritgichning mexanik va dinamik karakteristikasi, inersion parametrlar hamda texnologik va ishqalanish qarshiliklari ifodalari ishlab chiqilgan va ratsional qiymatlari aniqlangan;

uch massali mashina agregati dinamikasi masalasi sonli yechimiga asosan elektr yuritkich rotor, vintli konveyer validagi aylantiruvchi moment va burchak tezliklarning o'zgarish qonuniyatlari olingan;

momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyer to'rt massali mashina agregati dinamik va matematik modellarini yechish asosida reduktori chiqish validagi, mufta va vint vallaridagi burchak tezliklar va burovchi momentlarni ish unumiga bog'liq ravishda o'zgarish qonuniyatlari aniqlangan;

uch qismdan iborat teshiklari egri, og'ma bo'lgan tebranuvchi to'rli yuzali vint sirti to'liqinsimon shaklda bo'lgan vintli konveyerda momiq bo'lagining to'liqinsimon vint yuzasidagi harakati tahlili asosida zonalar bo'yicha momiqni tortish kuchini aniqlash bo'yicha hisob sxemasi va formulasi ishlab chiqilgan hamda qiymatlari aniqlangan;

momiqni tashuvchi-tozalovchi vintli konveyer mashina agregati tarkibidagi vint validagi burovchi moment hamda burchak tezlikni tebranish qamrovini tasmali uzatma aylanma bikrlilik va dissipativ koeffitsiyentlarini o'zgarishiga bog'liqlik qonuniyatlari tahliliga ko'ra $\Delta\dot{\phi}_6=(6,0\div 6,5) \text{ s}^{-1}$; $\Delta\dot{\phi}_7=(4,5\div 5,0) \text{ s}^{-1}$; oraliq'ida bo'lishini ta'minlash uchun tasmali uzatma uchun tavsiya qiymatlarini $S_T=(280\div 340)\text{Nm/rad}$; $\mathcal{B}_T=(3,3\div 3,8)\text{Nms/rad}$ orlig'ida bo'lishi aniqlangan;

vint burchak tezligi tebranish qamrovini $(6,0\div 6,5) \text{ s}^{-1}$ dan oshmasligini ta'minlash uchun inersiya momenti qiymatlarini $J_6=(3,8\div 4,5) \text{ kgm}^2$ oraliq'ida bo'lishi asoslangan;

rejalashtirilgan tajribaviy tadqiqotlar natijalari asosida momiqni tashuvchi va tozalovchi konveyerlardagi shovqinning o'zgarishi qonuniyatlari asosida shovqin kuchini kamaytirish usullari ishlab chiqilgan.

Tadqiqotning amaliy natijalari quyidagilardan iborat:

momiqni samarali tashuvchi va tozalovchi to'liqsimon sirtli vinti bo'lgan, zanjirli uzatmali konveyer konstruksiyasi ishlab chiqilgan;

momiqni samarali tashuvchi va tozalovchi, tebranuvchi to'rtli yuzali, to'liqsimon sirtli vintli konveyer konstruksiyasi ishlab chiqilgan;

konveyer vinti valining yuklanishi, aylanish chastotasi va shovqin qiymati aniqlangan;

vint valining aylanish tezligi - 65 ayl/min; to'rtli yuz teshiklari og'maligi -30 gradus; to'rtli yuz tayanchlarining rezinali amortizatori bikrlilik koeffitsiyenti - $2 \cdot 10^4$ Nm aniqlangan;

momiqni transportirovka qilishda vintli konveyerda tebranuvchi to'rtli yuz qo'llanilishi hamda vint sirti to'liqsimon qilib tayyorlangani hisobiga momiqni tozalash samaradorligi paxta sortlariga qarab 6,94% dan 11,48% gacha, konveyer ish resursi 25% ortganligi aniqlangan

Tadqiqot natijalarining ishonchliligi. Momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyer samaradorligini oshirish bo'yicha to'liqsimon sirtli vintning parametrlarini harakat qonuni va yuklanishlarini nazariy hamda tajribaviy tadqiqotlar natijalarini o'zaro mosligi, aprobeatsiya va joriy qilinishidagi ijobiy natijalar, shuningdek, natijalarni solishtirish, baholash mezonlariga ko'ra ularning adekvatligi, o'tkazilgan tajribalarning ijobiy natijalari va ularni ko'rib chiqayotgan fan sohasidagi ma'lumotlariga qiyosiy tahlili bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarining ilmiy va amaliy ahamiyati. Momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyerlar konstruksiyasini takomillashtirilgan, tebranuvchi to'rtli yuzali, vint sirti to'liqsimon bo'lgan, uzatish mexanizmida qayishqoq elementli tarkibli rolikli zanjirli uzatmasi bo'lgan samarali konstruksiyalari ishlab chiqildi. Nazariy izlanishlar asosida ishchi organlar harakat qonunlari aniqlandi, parametrlarning maqbul qiymatlari asoslandi. Momiq tashuvchi va tozalovchi konveyerning dinamikasi tahlil qilindi. Tajribaviy izlanishlar asosida yuklanish harakteristikalari olindi, tashish va tozalash rejimlari tavsiya etilganligi ilmiy salohiyatni izohlaydi.

Tadqiqotning amaliy ahamiyati momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyer tajriba nusxalarini ishlab chiqilganligi, to'liq omilli tadqiqotlar asosida parametrlari asoslanganligi va qiyosiy natijalariga ko'ra samaradorligi yuqoriligi bilan izohlanadi.

Tadqiqot natijalarning joriy qilinishi. Momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyerlar bo'yicha olib borilgan tadqiqotlar natijalari asosida:

Vintli konveyer konstruksiyasiga O'zbekiston Intelektual mulk agentligining foydali model va ixtiroga patentlari olingan ("Sepnaya peredacha" № IAP 06200-2020, "Vintovoy konveyer" № IAP 06472-2021, "Vintli konveyer" №FAP 02207-31.01.2023, "Vintovoy konveyer" № IAP 07387-2023, "Vintovoy konveyer" №IAP 20220404). Natijada uzatma detallarining ishlash muddatini, tozalash samaradorligini oshirish imkoniyati yaratilgan;

momiqni tashuvchi va tozalovchi to'liqsimon yuzali vintli konveyer hamda uzatish mexanizmiga o'rnatilgan qayishqoq elementli zanjirli uzatma "O'z paxtasanoat" OAJ tizimidagi "Bo'z paxta tozalash" korxonasi ishlab chiqarishga joriy qilingan ("O'z paxtasanoat" OAJ ning 2020 yil 30 iyuldagi 03-18/2054-sonli ma'lumotnomasi). Natijada momiqni tashishdagi o'rtacha tozalash samaradorligi momiqning navlariga qarab 5,75% dan 10,54% ga ortgan, konveyer resursi 25% ga ko'paygan, zanjir roligi yemirilishi 3 marta, shovqin 2,8 marta kamaygan;

to'liqsimon yuzali vintli konveyer va yuritkichdagi qayishqoq elementli zanjirli uzatma "O'z paxtasanoat" OAJ tizimidagi "Xo'jaobod paxta tozalash" korxonasi joriy qilingan ("O'z paxtasanoat" OAJ ning 2020 yil 30 iyuldagi 03-18/2054-sonli ma'lumotnomasi). Natijada momiqni tashishdagi o'rtacha tozalash samaradorligi momiqning navlariga qarab 5,54% dan 10,63% ga oshgan, konveyer resursi 23% ga ko'paygan, zanjir roligi yemirilishi 3 marta, shovqin 2,7 marta kamaygan.

momiqni tashuvchi va tozalovchi, tebranuvchi to'liqsimon yuzali vintli konveyer konstruksiyasi "O'zbekiston paxta-to'qimachilik klasterlari" uyushmasining Namangan viloyatidagi "Art Soft Cluster Holding MCHJ" ga qarashli Pop paxta tozalash zavodida ishlab chiqarish jarayonida qo'llanildi ("O'zbekiston paxta-to'qimachilik klasterlari" uyushmasining 2024 yil 30 apreldagi 03-22/192-sonli ma'lumotnomasi). Natijada to'liqsimon sirtli vint hamda teshiklari ovalsimon shaklda 50x6, 45x4.5, 40x4 mm o'lchamda tayyorlangan qayishqoq elementli tayanchlarga o'rnatilgan to'liqsimon yuzalar qo'llanilganligi hisobiga vintli konveyer bir me'yorda ishlaydi. To'liqsimon shaklda tayyorlangan vint sirti tashilayotgan momiqqa turli kuchlar bilan ta'sir qiladi. Shuningdek, tashilayotgan momiq to'liqsimon shakldagi vintning ma'lum burchaklari ostidagi yuzalari bilan ta'sirlashib ma'lum darajada titiladi. Buning natijasida momiqlar orasidagi turli kuch bilan ilashgan chiqindilar samarali ajraladi va teshiklari ovalsimon shaklda 50x6, 45x4.5, 40x4 mm o'lchamda tayyorlangan qayishqoq elementli tayanchlarga o'rnatilgan to'liqsimon yuzalar orqali pastga tushirildi. Natijada tavsiya qilingan yangi konstruksiyali vintli konveyerni qo'llash asosida, tashilayotgan momiqni tozalash samaradorligi 6,94% dan 11,48% gacha ortganligini ko'rsatgan.

Tadqiqot natijalarining aprobatsiyasi. Tadqiqot natijalari 40 ta ilmiy konferensiyalarda, shu jumladan 33 ta xalqaro va 7 ta respublika miqiyosidagi ilmiy anjumanlarda muhokama qilingan.

Tadqiqot natijalarining e'lon qilinganligi. Dissertatsiya bo'yicha 74 ta ilmiy ish e'lon qilingan, shu jumladan, O'zbekiston Respublikasi Intellektual mulk agentligining 3 ta ixtiro 1 ta foydali modelga patent olingan, 1 ta monografiya, scopus bazasiga kiruvchi ilmiy jurnallarda 2 ta ilmiy maqola, O'zbekiston Respublikasi Oliy attestatsiya komissiyasi tomonidan nashrga tavsiya etilgan ilmiy jurnallarda 27 ta ilmiy maqola, jumladan, 1 tasi xorijiy jurnallarda chop etilgan.

Dissertatsiyaning tuzilishi va hajmi. Dissertatsiya ishi kirish, oltita bo'lim, umumiy xulosa va tavsiyalar, foydalanilgan adabiyotlar ro'yxati va ilovalardan iborat. Dissertatsiya xajmi 200 sahifani tashkil etadi.

DISSERTATSIYANING ASOSIY MAZMUNI

Kirish qismida o'tkazilgan tadqiqotning dolzarbligi va zarurati asoslangan, tadqiqot maqsadi va vazifalari, ob'ekti va predmetlari tavsiflangan, respublika fan va texnologiyalari rivojlanishining ustuvor yo'nalishlariga mosligi ko'rsatilgan, tadqiqotning ilmiy yangiligi va amaliy natijalari bayon qilingan, olingan natijalarning ilmiy va amaliy ahamiyati yoritib berilgan, tadqiqot natijalarini ishlab chiqarishga joriy qilish, nashr etilgan ishlar va dissertatsiya tuzilishi bo'yicha ma'lumotlar keltirilgan.

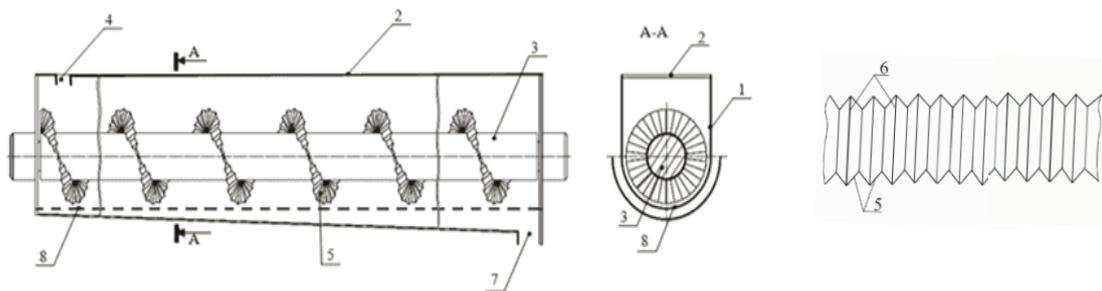
Dissertatsiyaning «**Texnologik mashinalarda vintli konveyerlar konstruksiyalarini takomillashtirish bo'yicha tadqiqotlar tahlili**» deb nomlangan birinchi bobida paxta tozalash korxonalaridagi vintli konveyerlarning hozirgi xolati, amalga oshirilgan ilmiy tadqiqot ishlar, momiqni iflosliklardan tozalash jarayoniga vintli konveyerlarni qo'llash, uzatish mexanizmlarini takomillashtirish bo'yicha Respublikamizda faoliyat ko'rsatayotgan paxta tozalash sanoati va chet el texnika va texnologiyasini tahlili hamda vintli konveyerlar konstruktiv xususiyatlari, vintli konveyerlar turlari va karakteristikallari, tashuvchi va maydalovchi vintli konveyer, quyma va bo'lakli materiallarni tashuvchi vintli konveyer, o'z-o'zini tozalovchi vintli konveyer, to'kiluvchan materiallarni tashuvchi va tozalovchi konveyerlar xususiyatlari keltirilgan. Bugungi kunda vintli konveyerlar yordamida paxta xom ashyolari (paxta, chigit, momiq) tashish ishchi jarayoni tadqiq etilgan va asoslangan. Bundan tashqari ishlab chiqarishdagi asosiy texnologik mashinalarni majburiy to'xtab turishlari oqibatida ish unumdorligini kamayishiga sabab bo'luvchi, hamda paxta momig'ini tashish jarayonida sodir bo'ladigan tiqilishlarni hosil bo'lish masalalariga yetarlicha e'tibor qaratilmagan.

Dissertatsiyaning «**Momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyer samarali konstruktiv sxemalarini ishlab chiqish**» deb nomlangan ikkinchi bobida yangi konstruksiyali vintli konveyerlar va ularning sxemalari va ishlash prinsiplari keltirilgan.

Qo'yilgan masala vintli konveyer konstruksiyasining ta'sir yuzasini va ishqalanish kuchini orttirish, shuningdek tashilayotgan tolali material bilan vintning ta'sirlashish kuchi yo'nalishini hisobiga erishiladi.

Tarnovning pastki ishchi qismi setka ko'rinishida tayyorlangan. Tarnov bo'yicha yukning ko'chishi vint o'ramlari yordamida amalga oshiriladi. Vint o'rami yuzasi garmojka ko'rinishida (chiziqlar va o'yiqlar), balandligi tola o'lchami (4...7) mm ga teng qilib tayyorlangan. Ishchi yuzaning bunday shakli paxtaning tegish yuzasini orttiradi, titilish darajasi va tozalash effekti ortadi. Konstruksiya chizmalar bilan tushintiriladi: 1-rasm – To'liqinsimon shaklda tayyorlangan vintli konveyer, A-A bo'yicha qirqim va vint o'ramlarining bir qismi.

Vintli konveyer pastki qismida yarim silindr bo'lgan tarnov 1, qopqoq 2 bilan berkitilgan. Tarnov 1 ichida transport qilinayotgan material valida vint 3 bor. Tarnov 1 ning tepasida teshik 4, oxirida pastda chiqish teshigi 7 mavjud. Tarnov 1 ning pastki ishchi qismi setkasimon yuza 8 ko'rinishida tayyorlangan. O'ram ishchi yuzalari 3 zig-zag shakli 5 ko'rinishida bo'lib, uchburchak ko'rinishidagi chiziqlar va o'yiqlardan iborat. Uchburchak balandligi 5 chigit o'lchami (4...7) mm. Uchburchak tomonlari 6 o'zaro parallel joylashgan.



1-rasm. Tavsiya qilingan vintli konveyer sxemasi.

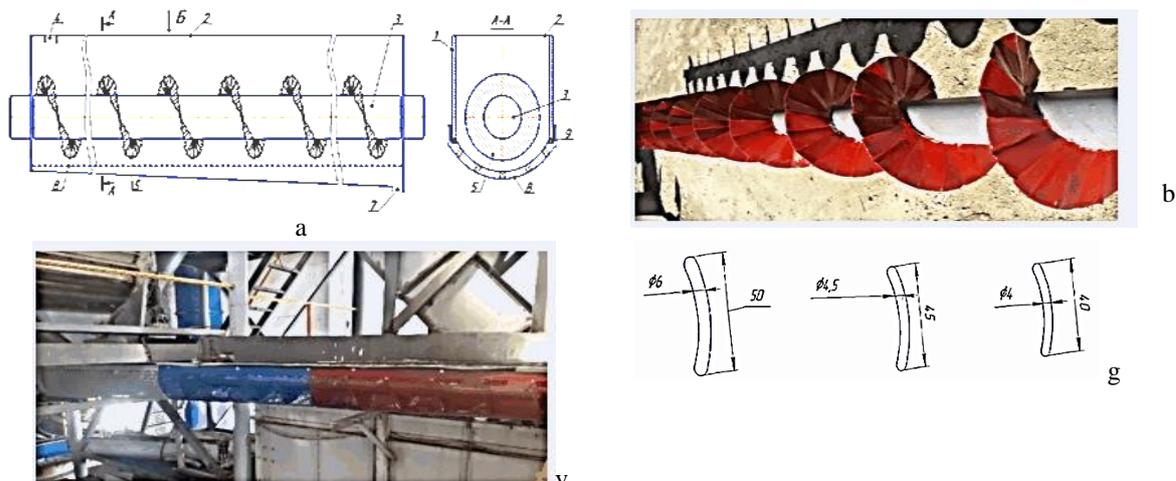
bu yerda 1-tarnov, 2-tarnov qopqog'i, 3-vint vali, 4,7-maxsulot kirib chiqadigan joy, 5,6-to'liqsimon shakldagi vint o'rami, 8-setka.

Momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyerning samarali konstruksiyasi tavsiya qilindi (1-rasm). Konveyerning tarnovi 1 ning pastki ishchi qismi 8 setka shaklida qilingan. Korpus 1 ichida 3 valga to'liqsimon sirtli vint 5 o'rnatilgan. Tozalangan momiq 7 tirqish orqali chiqib ketadi. Vint parragi 5 to'liqsimon shaklda tayyorlangan bo'lib, tashilib tozalanayotgan momiqni aralashtirib, titilishini oshradi, chiqindilar ajralib 8 setkadagi qobiq tirqishlaridan chiqib ketishi intensivlashadi.

Paxtani (momiqni) tez va sifatli tashish hamda samarali tozalash uchun taklif qilinayotgan yangi konstruksiyali tebranuvchi to'rli yuzasi bo'lgan to'liqsimon yuzali vintli konveyer ishlab chiqildi. Bu konstruksiyaga asosan vintli konveyerning ish unumdorligi, mexanizmlarning ishlash davriyligi, va momiqni tozalash samaradorligi sezilarli darajada oshdi. Buning sababi shundaki, yangi konstruksiyadagi konveyerning pastki tarnov qismiga teshiklari ovolsimon uch qismda tayyorlangan to'rli yuzalar qayishqoq tayanchlar orqali o'rnatildi, vintning yassi yuzasi to'liqsimon yuzaga almashtirildi, to'rli yuza teshiklariga alohida e'tibor qaratilgan (2-rasm). Trubaning pastki ishchi qismi setkali yuza shaklida tayyorlaniladi. Yukning truba bo'ylab harakatlanishi aylanadigan vintning burilishlari bilan amalga oshiriladi, vint burilishlarining ishchi yuzasi to'liqsimon tayyolangan. To'rli yuza rezina qistirmalar (amortizatorlar) yordamida biriktiriladi va uzunligi bo'yicha uch qismga bo'linadi hamda rezina amortizatorlarning qalinligi tashilgan materialning yo'nalishi bo'yicha moslashtiriladi. To'rli yuza teshiklari egri chiziqli qilingan, vintning yo'nalishiga perpendikulyar qilib o'rnatildi. Shu bilan birga, vint uzunligi bo'ylab materialni surish jarayonida teshiklarning egrilik radiuslari ortib boradi.

Shuni ta'kidlash kerakki, vintning dastlabki qismida tolalar (paxta) kamroq titilgan bo'ladi va oxirida ko'proq titiladi. Shuning uchun birinchi zonada to'r yuzaning tebranishi rezina amortizatorning qalinligi (5,0 mm gacha) va uchinchi chiqish zonasida esa minimal amplituda (rezina amortizatorning qalinligi 3,0 mm) tufayli maksimal bo'ladi. Birinchi zonadagi to'r teshiklarining egrilik radiusi uning kattalashgan maydoniga katta miqdordagi chiqindini olib tashlashga imkon beradi va chiqish zonasida teshiklar maydoni kamayadi va qolgan chiqindini olib tashlashga imkon beradi. To'rli yuza teshiklari turli o'lchamlarda 50x6 mm, 45x4.5 mm hamda 40x4 mm qilib tayyorlandi. Qayishqoq elementli tebranuvchi to'rli yuzali vintli konveyerning momiqni tozalash samaradorligi to'rli yuza teshiklari o'lchamlariga hamda vint sirti to'liqsimonligiga o'zaro bog'liqligi aniqlandi. Mavjud texnologiyada momiqni tozalash samaradorligi ancha kam. Bu esa

mexanizmlarni tayyorlash uchun ketadigan sarf xarajatlarni, yillik iqtisodiy samaradorlik pastligini ko'rsatadi.



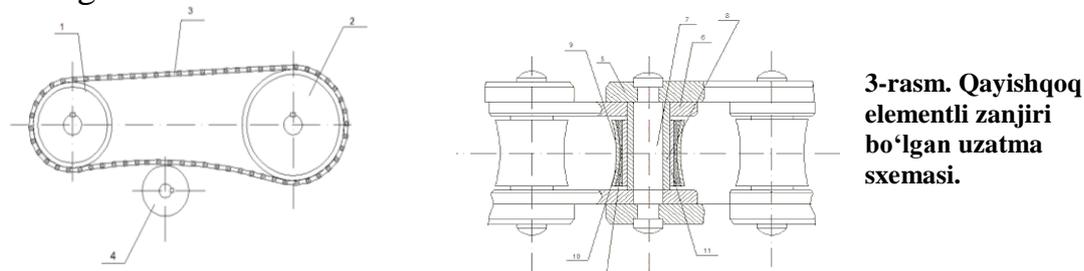
a-vintli konveyerning sxemasi, b-to'liqsimon shakldagi vint, v-to'rli yuza, g-to'rli yuza teshiklari o'lchamlari.

2-rasm. Yangi konstruksiyali vintli konveyer

Teshiklar o'lchamlari 50x6 mm, 45x4.5 mm, 40x4 mm bo'lgan to'rli yuza qo'llanilganida konveyerning ish unumdorligi o'zgarganligi va momiqni tozalash samaradorligi sezilarli darajada ortganligi ma'lum bo'ldi.

Shuning uchun to'rli yuza o'lchamlarini 50x6 mm, 45x4.5 mm, 40x4 mm qilib tayyorlash tavsiya etiladi (2-rasm g).

Tavsiya qilingan vintli konveyer ishlash resursini oshiradigan, shovqinni kamaytiradigan zanjirli uzatma konstruksiyasi ishlab chiqildi, uning sxemasi 3-rasmda keltirilgan.



3-rasm. Qayishqoq elementli zanjiri bo'lgan uzatma sxemasi.

Zanjirli uzatma quyidagi tartibda ishlaydi: Aylanma harakat yetakchi yulduzcha 1 dan yetaklanuvchi yulduzcha 2 ga zanjir 3 orqali uzatiladi. Yetakchi 1 va yetaklanuvchi yulduzcha 2 lar tarkibli rolik 9 bilan ta'sirlashganda qayishqoq element 12 ning deformatsiyalanishi hisobiga vtulka 10 va yetakchi 1 va yetaklanuvchi yulduzcha 2 larning yedirilishi kamayadi. Bundan tashqari vtulka 8 va valik 7 lar o'rtasidagi ishqalanish kuchlarining miqdori ham kamayadi. Bu esa zanjirli uzatma ishlash muddatini ortishi va tekis ishlashini ta'minlaydi.

Dissertatsiyaning **“Momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyer ishchi organlari harakat qonunlari nazariy taxlili va parametrlarini asoslash”** deb nomlangan uchinchi bobida momiq tashuvchi va tozalovchi vintli konveyerning vint parragi to'liqsimon qilib tayyorlangan bo'lib, tashilib tozalanayotgan momiqni aralashtirib, titilishini oshiradi, chiqindilar ajralib uch qismdan iborat to'rli yuza qobiq tirqishlaridan chiqib ketishi intensivlashadi. Shovqinni kamaytirish, tozalash rejimini yetarli darajada sozlash va samaradorligini ta'minlash uchun vint valiga harakat zanjirli uzatma orqali uzatish

taklif etildi. Bunda qo‘llaniladigan zanjirli uzatma konstruksiyasida qayishqoq elementlar qo‘llanildi.

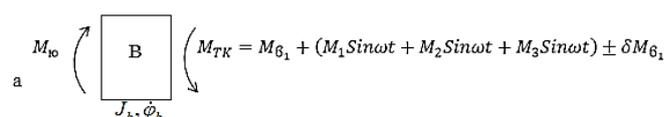
To‘rli yuza boshlang‘ich teshiklar o‘lchami kattaroq, oxirida kichik va qayishqoq tayanch bokrliklari boshida kichik, oxirida esa, bokrlik qiymati katta olingan. Ta’kidlash lozimki, vintli konveyer vinti harakatini elektr yuritgich va uzatish mexanizmlari orqali amalga oshiriladi. Elektr yuritkich va uzatish mexanizmlarning turi va parametrlariga qarab vintning harakat qonuni o‘zgaradi. Shuning uchun solishtirish maqsadida uch xil variantdagi uzatish mexanizmlari ko‘rib chiqildi:

a - vint valiga harakat elektr yuritkich, mufta, reduktor va tishli uzatmalar orqali uzatilganida (keltirilgan bir massali sistema qilib olingan);

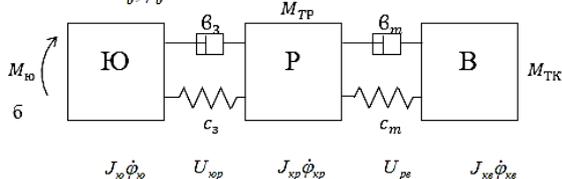
b – vint valiga harakat elektr yuritgich, zanjirli uzatma, reduktor, mufta orqali uzatilganida (uch massali sistema qilib olingan);

v – vint valiga harakat elektr yuritgich, reduktoridan (ya’ni elektr yuritgich reduktor bilan bir qilib tayyorlangan) tasmali uzatma orqali mufta va vint valiga uzatiladi (to‘rt massali sistema qilib olingan).

Bunda xosil bo‘ladigan vintli konveyer mashina agregatlari hisob sxemalari 4-rasmda keltirilgan sxemalar asosida ko‘rib chiqilgan.

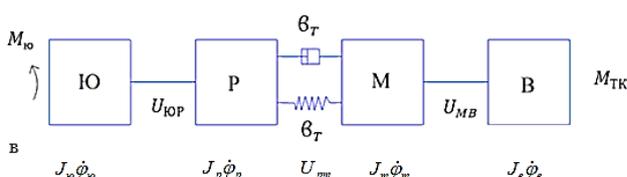


a-bir massaga keltirilgan mashina agregati; b- elektr yuritgich, zanjirli uzatma, reduktor, mufta, vint vali bo‘lgan uzatish mexanizmlari uch massali mashina agregati; v-yuritgich-reduktorli tasmali uzatmali, mufta va vint vali bo‘lgan to‘rt massali mashina agregati.



$$M_{TK} = M_{\delta_1} + (M_1 \sin \omega t + M_2 \sin \omega t + M_3 \sin \omega t) \pm \delta M_{\delta_1}$$

4-rasm. Tavsiya etilgan vintli konveyer uzatish mexanizmlari turlicha bo‘lgan mashina agregatlari dinamik modellari.



$$M_{TK} = M_{\delta_1} + (M_1 \sin \omega t + M_2 \sin \omega t + M_3 \sin \omega t) \pm \delta M_{\delta_1}$$

Olingan ifodalarni Lagranj tenglamalariga qo‘yib vintli konveyer yuritish mexanizmini o‘z ichiga olgan bir massali mashina agregati harakatini ifodalovchi matematik

modelni differensial tenglamalar sistemasi shaklida hosil qilindi:

$$\frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_{yu}}{\omega_0} = \frac{s_k}{2M_k} M_{10} + \frac{\dot{M}_{10}}{2\omega_0 M_2};$$

$$J_6 \ddot{\varphi}_6 = M_{10} - M_{\delta_1} + (M_1 \sin \omega t + M_2 \sin \omega t + M_3 \sin \omega t) \pm \delta M_{\delta_1} - M_u \quad (1)$$

Uch massali mashina agregati uchun

$$\begin{aligned} M_d &= f(\dot{\varphi}_d); J_d \ddot{\varphi}_d = M_d - \beta_p \Delta \dot{\varphi}_{dp} - S_p \Delta \dot{\varphi}_{dp}; \\ J_{np} \ddot{\varphi}_{ped} &= u_{dp} (\beta_p \Delta \dot{\varphi}_{dp} + c_p \Delta \dot{\varphi}_{dp}) - \beta_m \Delta \dot{\varphi}_{m6} - c_m \Delta \dot{\varphi}_{m6} - M_{m6}; \\ J_{n6} \ddot{\varphi}_6 &= u_{pb} (\beta_m \Delta \dot{\varphi}_{6m} + c_m \Delta \dot{\varphi}_{6m}) - M_{m6} - M_c; \\ \Delta \varphi_{dp} &= \varphi_d - \varphi_{ped} u_{dp}; \quad \Delta \varphi_{m6} = \varphi_{ped} - u_{pb} \varphi_6; \\ M_{TK} &= M_{\delta_1} + (M_1 \sin \omega t + M_2 \sin \omega t + M_3 \sin \omega t) \pm \delta M_{\delta_1}; \end{aligned} \quad (2)$$

To‘rt massali mashina agregati uchun

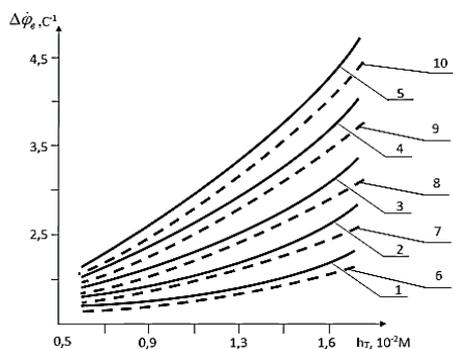
$$M_{10} = f(\dot{\varphi}_{10}); J_{10} \ddot{\varphi}_{10} = M_{10} - M_{10p};$$

$$\begin{aligned}
 J_P \ddot{\varphi}_P &= U_{\text{юп}} M_{\text{юп}} - C_T(\varphi_P - U_{PM}\varphi_M) - b_T(\dot{\varphi}_P - U_{PM}\dot{\varphi}_M); \\
 J_M \ddot{\varphi}_M &= U_{PM} C_T(\varphi_P - U_{PM}\varphi_M) + U_{PM} B(\dot{\varphi}_P - U_{PM}\dot{\varphi}_M) - M_{MB}; \\
 J_B \ddot{\varphi}_B &= U_{MB} M_{MB} - M_{\delta_1} + (M_1 \text{Sin}\omega t + M_2 \text{Sin}\omega t + M_3 \text{Sin}\omega t) \pm \delta M_{\delta_1} \quad (3)
 \end{aligned}$$

bu yerda, $J_{\text{ю}}$, J_P , J_M , J_B -mos ravishda elektr yuritma rotori, reduktor, mufta va vintning keltirilgan inersiya momentlari; $\dot{\varphi}_{\text{ю}}$, $\dot{\varphi}_P$, $\dot{\varphi}_M$, $\dot{\varphi}_B$ - yuritma rotori, reduktor chiqish vali, mufta va vintning burchak tezliklari; C_T , b_T - tasmali uzatma aylanma bikrlilik va dissipatsiya koeffitsientlari; $U_{\text{юп}}$, U_{PM} , U_{MB} -mos ravishda uzatish nisbatlari.

Ma'lumki to'liqsimon vint valini tajriba tadqiqotlari natijalariga ko'ra $\Delta\dot{\varphi}_\delta \leq (2,5 \div 3,5)c^{-1}$ oraligida bo'lishini inobatga olinganda yuklanish $M_{ec} / M_{ec}^x = (1,2 \div 1,4)$ oraligida tanlanishi maqsadga muvofiq bo'lsa, vintdagi to'liqlar balandligi $(0,8 \cdot 1,25) \cdot 10^{-2}$ m chegarada bo'lishi tavsiya qilinadi. Bu yerda shuni ta'kidlash kerakki, $\Delta\dot{\varphi}_\delta$ qiymatlarining asosiy qismi grafiklarda tajriba natijalariga nisbatan kattaroqligi aniqlandi. Lekin momiqni tashish va tozalashdagi vintni aylanishiga texnologik qarshilik kuchlarini momentlarini har bir zona uchun alohida kamayish tartibida (momiqni titilganlik darajasi inobatga olinganda) vint vali burcha tezlik qamrovi $(5,5 \div 9,5)\%$ gacha kamayganligini ko'rish mumkin (5-rasm. 6,7,8,9,10 grafiklar). Shuning uchun vintdagi to'liqlar balandligini $(0,71 \div 1,16)10^{-3}$ m oraligida olish tavsiya etiladi.

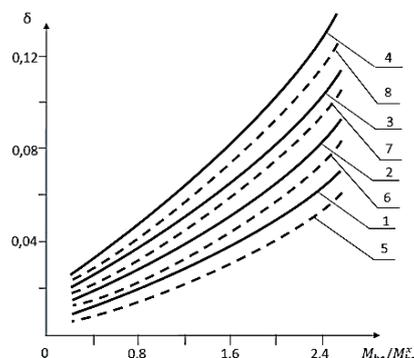
6-rasmda momiqni tashish va chiqindilardan tozalagich vinti vali burchak tezligining notekislik koeffitsientini momiqdan kelayotgan yuklanishni texnologik qarshiligini ortishiga bog'liqlik grafiklari keltirilgan.



1,2,3,4,5-texnologik qarshiliklar zonalar bo'yicha umumiy olinganida qurilgan grafiklar;
6,7,8,9,10-texnologik qarshiliklar zonalar bo'yicha alohida inobatga olinganida.

$$\begin{aligned}
 1,6 - M_{ec} / M_{ec}^x &= 0,7; & 2,7 - M_{ec} / M_{ec}^x &= 1,0; \\
 3,8 - M_{ec} / M_{ec}^x &= 1,3; & 4,9 - M_{ec} / M_{ec}^x &= 1,6; \\
 5,10 - M_{ec} / M_{ec}^x &= 1,9.
 \end{aligned}$$

5 - rasm. Vint burchak tezligini qamrovini o'zgarishini vint sirtidagi to'liqlar balandligini ortishiga bog'liqlik grafiklari



bu yerda, 1,3 - $h_T = 0,006$ m; $\alpha = 0,12$ rad;
2,6 - $h_T = 0,009$ m; $\alpha = 0,1$ rad;
3,7 - $h_T = 0,0012$ m; $\alpha = 0,08$ rad;
4,8 - $h_T = 0,015$ m; $\alpha = 0,055$ rad;

1,2,3,4- texnologik qarshiliklar zonalar bo'yicha umumiy olinganida qurilgan grafiklar;
5,6,7,8- texnologik qarshiliklar zonalar bo'yicha alohida inobatga olinganida.

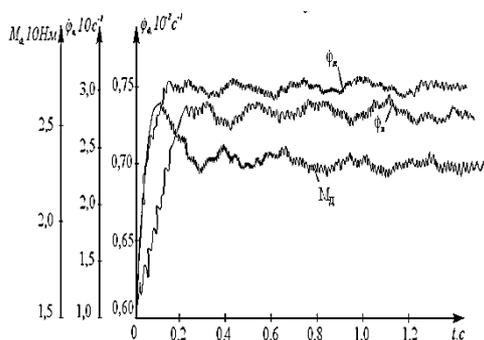
6 - rasm. Tozalagich vintli vali burchak tezligining notekislik koeffitsientining o'zgarishini yuklanishga bog'liqlik grafiklari

Olingan grafiklar tahliliga asosan yuklanishni nisbiy qiymatlari 0,4 dan 2,2 gacha orttirilsa, burchak tezlikning notekislik koeffitsienti $h_T = 0,006$ m; $\alpha = 0,12$ rad xolatida bo'lganida 0,01 dan 0,07 gacha ortishi

mumkin. Agarda $h_T = 0,015 \text{ m}$; $\alpha = 0,055 \text{ rad}$ bo'lsa δ ning qiymatlari 0,024 dan 0,131 gacha ortishi aniqlandi. Kerakli tozalash samarasini ta'minlash uchun tajribaviy tadqiqotlar natijalariga mos ravishda δ ning qiymatlari $(0,04 \div 0,05)$ chegarasida bo'lishi uchun $M_{ec} / M_{ec}^x \leq (0,8 \div 1,25)$ qiymatlari tavsiya etiladi.

Uch massali mashina agregati harakat tenglamalari sistemasini yechimi natijalari va taxlillarini keltiramiz:

Differensial tenglamalar sistemasini (3) yechish asosida qo'yidagi dastlabki shartlarda, $t=0$; $\dot{\varphi}_g=0$; $\dot{\varphi}_{pe0}=0$; $\dot{\varphi}_e=0$; $M_g=0$; $M_s=0$ asinxron dvigatel rotori, vintli konveyer, shuningdek, dvigatel validagi aylantiruvchi moment, burchak tezliklarining o'zgarishi qonuniyatlari olindi. $M_g, \dot{\varphi}_g$ i $\dot{\varphi}_e$ o'zgarishi olingan qonuniyatlari 7-rasmda keltirilgan.



$$Mc = 65Hm + 8,5 \sin \omega t \pm \delta M, \text{ da}$$

7-rasm. Dvigatel rotori, vintli konveyer, shuningdek, dvigatel validagi aylantiruvchi momenti va burchak tezliklarining o'zgarishi qonuniyatlari.

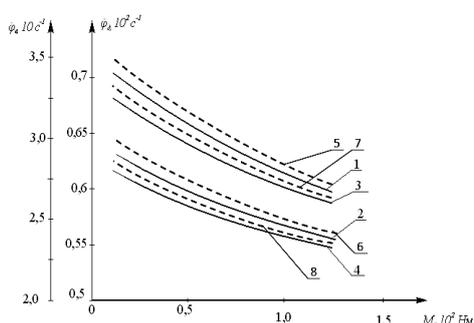
Tahlillar shuni ko'rsatdiki, tashiladigan va tozalanadigan momiq yuklamasining $M_1 = (45 \div 65) \text{ Nm}$ chegarasida oshishida dvigatel rotorining burchak tezligi deyarli o'zgarmas qoladi, uning pasayishi juda kichik. Undan tashqari, dvigatel rotorining burchak tezligi tebranishlari qamrovi ham juda kichik chegaralarda o'zgaradi.

Biroq, zigzagsimon profilli to'lqinsimon vint burchak tezligining pasayishi sezilarli bo'ladi. Bunda $M_1 = 45Hm$ bo'lganida $\dot{\varphi}_e$ $27,2 \text{ c}^{-1}$ gacha pasayadi, 65 Nm yuklamada esa, $\dot{\varphi}_e$ $25,9 \text{ c}^{-1}$ gacha pasayadi. Bunda tebranishlar qamrovi $\Delta\dot{\varphi}_e$ $(1,2 \div 1,4) \text{ c}^{-1}$ dan $(3,0 \div 3,8) \text{ c}^{-1}$ gacha oshadi. Tebranishlar qamrovi $\Delta\dot{\varphi}_e$ oshishi momiqning qo'shimcha titilishi hisobidan uni tashish va tozalash samarasiga ijobiy ta'sir ko'rsatadi. Qarshilik momentining 125 Nm gacha va ishqalanish kuchining $35,0 \text{ Nm}$ gacha oshishida $J_d / J_{dp} = 0,85$ da dvigatel burchak tezligi $63,1 \text{ s}^{-1}$ gacha pasayadi, J_d / J_{dp} ning $1,15$ gacha oshishida esa rotor burchak tezligi $60,3 \text{ s}^{-1}$ gacha pasayadi.

Tajriba ma'lumotlarini hisobga olgan holda, $\Delta\dot{\varphi}_e = (2,0 \div 2,5) \text{ c}^{-1}$ ta'minlanishi uchun tavsiya qilinadigan qiymatlar quyidagilar $J_e / J_{dp} = (0,6 \div 0,8)$ hisoblanadi.

Nazariy tadqiqotlar natijalari, mashina agregati dinamika masalasini sonli yechimi, harakat qonunlari, tavsiya parametrlari, tavsiya qilingan zanjirli uzatmaning asoslangan parametrlarini asoslash bo'yicha nazariy tadqiqotlar ko'rib chiqilgan.

Texnologik qarshilik momentining 125 Nm gacha va ishqalanish kuchining 35,0 Nm gacha oshishida $J_o/J_{op} = 0,85$ da yuritgich burchak tezligi $63,1s^{-1}$ gacha pasayadi, J_o/J_{op} ning 1,15 gacha oshishida esa yuritgich rotori burchak tezligi $60,3s^{-1}$ gacha pasayadi. Mos ravishda tavsiya etilgan variantda texnologik qarshilikni har uchchala zonalar bo'yicha momiqni titilganlik darajasi inobatga olinganida, qarshilik ortganida rotorning burchak tezligini pasayishi $65,2 s^{-1}$ gacha $J_o/J_{op} = 0,85$ bo'lganidagi xolda aniqlandi. Mos ravishda $J_o/J_{op} = 1,15$ gacha ko'payganida esa $\dot{\varphi}_g$ qiymatlari $62,3 s^{-1}$ gacha pasayadi xolos (8-rasm, 5,6,7,8 punktir grafiklar). Shuning uchun konveyer ish unumini $(4,5 \div 6,5)\%$ gacha oshirish mumkinligi aniqlandi.



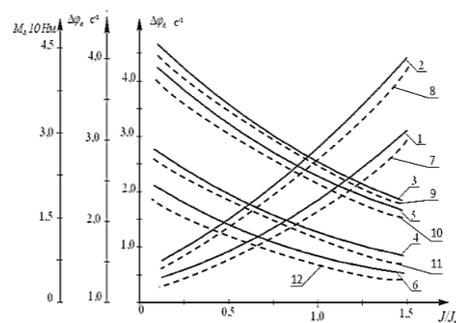
1,2,3,4- texnologik qarshilik momentlari zonalar bo'yicha umumiy olinganida qurilgan grafiklar;
5,6,7,8- texnologik qarshilik momentlari zonalar bo'yicha alohida inobatga olinganida.

$$1,3- \dot{\varphi}_o = f(M_c); 2,4- \dot{\varphi}_e = f(M_c);$$

$$1,2- J/J_p = 0,85; 3,4- J/J_p = 1,15;$$

$$\delta\dot{\varphi}_o \leq (5,0 \div 7,0)\% \text{ om } \dot{\varphi}_o; \delta\dot{\varphi}_e \leq (5,0 \div 7,0)\% \text{ om } \dot{\varphi}_e.$$

8-rasm. Dvignitel rotori va vintli konveyer vali burchak tezliklarining texnologik yuklama o'zgarishiga bog'liqlik grafiklari



1,2,3,4,5,6- texnologik qarshilik momentlari zonalar bo'yicha umumiy olinganida [79] ga asosan qurilgan grafiklar;

7,8,9,10,11,12- texnologik qarshilik momentlari zonalar bo'yicha alohida inobatga olinganida.

$$1,2,7,8- M_o = f(J/J_p); 3,5,9,11-$$

$$\Delta\dot{\varphi}_o = f(J/J_p); 4,6,10,12-$$

$$\Delta\dot{\varphi}_e = f(J/J_p);$$

9-rasm. Vint va dvignitel vali burchak tezliklari tebranishlar qamrovining, shuningdek dvignitel validagi aylantiruvchi momentning massalarining inersiya momentlari qiymatlari o'zgarishiga bog'liqlik grafiklari

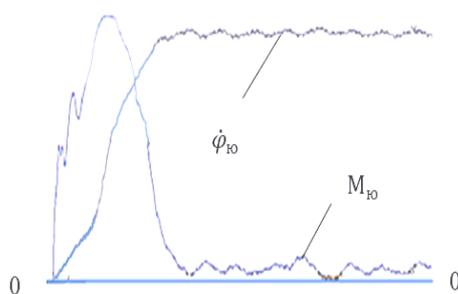
Rotor va vint inersiya momentlari qiymatlarini asoslash uchun 9-rasmda tegishli grafiklar qurildi. Ulardan ko'rinib turibdiki, J_o/J_{op} ning 0,25 dan 1,5 gacha oshirish yuritgichga tushadigan yuklamaning ortishiga olib keladi. Bunda yuritgich validagi moment $M_c = 47,0HM$ dan 20,9 Nm gacha oshadi, yuklamaning qarshilik momentini 81,0 Nm gacha ortishida esa yuritgich validagi moment 43,0 Nm gacha ko'payadi. Bunda vintning burchak tezligi tebranishlari qamrovi $(1,4 \div 1,6) c^{-1}$ gacha pasayib, bu tashiladigan paxta momig'ining titilishi uchun yetarli bo'lmaydi. Tajriba ma'lumotlarini hisobga olgan holda, $\Delta\dot{\varphi}_e = (2,0 \div 2,5) c^{-1}$ ta'minlanishi uchun tavsiya qilinadigan qiymatlar quyidagilar $J_e/J_{op} = (0,6 \div 0,8)$ hisoblanadi. Mos ravishda tavsiya variantida texnologik qarshilikni zona bo'yicha taqsimlanishida, yuritgich validagi moment va tebranish qamrovi deyarli $(5,2 \div 7,3)\%$ gacha kamayadi. Shuning uchun rotor va

vint validagi notekislik koeffitsienti kamayishi hisobiga $J_{\epsilon} = (9,3 \div 4,5) \text{kgm}^2$, $J_{\text{op}} = (1,95 \div 2,3) \text{kgm}^2$ olish tavsiya qilinadi.

Olingan grafiklar tahlili shuni ko'rsatdiki, ϵ/ϵ_p ning 0,62 dan 2,1 gacha ortishida $M_C = 55 \text{ Nm}$ va $M_{TP} = 35 \text{ Nm}$ da konveyer valida yuklama 84,1 Nm dan 118,3 Nm gacha ortadi. Texnologik yuklama oshirilishi bilan konveyer validagi moment (142÷145) Nm gacha ortadi. Bu sistema iste'mol quvvatining ortishiga olib keladi. Bunda $M_C = 55 \text{ Nm}$ da $\Delta\dot{\phi}_{\epsilon}$ sezilarli darajada, $2,7 \text{ c}^{-1}$ dan $1,4 \text{ s}^{-1}$ gacha pasayadi. Bu nomaqbuldir, chunki $\Delta\dot{\phi}_{\epsilon}$ pasayishi paxta momig'ini tozalash samarasini pasaytiradi. Shu sababli tavsiya qilinadigan qiymatlar $\epsilon/\epsilon_p = (0,6 \div 0,65)$ hisoblanadi.

To'rt massali mashina agregati harakat tenglamalari sistemasini yechimi natijalari va taxlillarini keltiramiz.

Olingan qonuniyatlar tahliliga ko'ra ta'kidlash mumkinki, ish unumini belgilaydigan texnologik qarshilik ortishi bilan elektr yuritgich rotor burchak tezligi kamayadi, hamda tebranish amplitudasi $\Delta\dot{\phi}_{\text{ro}}$ qiymatlari ortishini ko'rish mumkin (10-rasm).

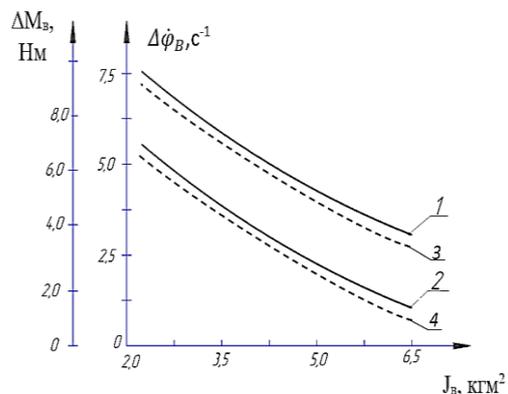
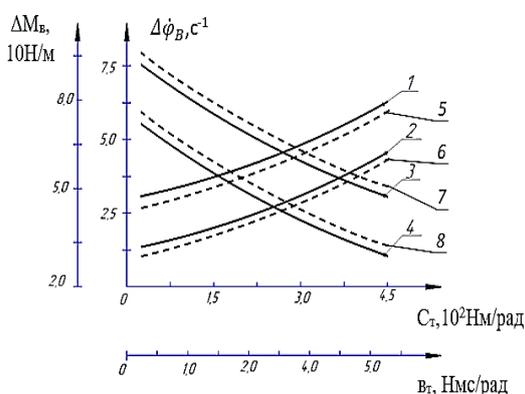


I.U=120kg/soat; **10-rasm.** Tavsiya etilgan vintli konveyer mashina agregati elektr yuritgich rotor validagi burovchi moment va burchak tezlikni ish unumiga bog'liq ravishda o'zgarish qonuniyatlari.

Xuddi shuningdek rotor validagi burovchi momentni tebranish qamrovi ΔM_{ro} ham ortadi, lekin umumiy o'rtacha qiymat M_{ro} ortib boradi. Bu o'z navbatida vint vali aylanish chastotasini kamaytiradi, texnologik jarayon-momiqni tashish va tozalash samarasini kamaytiradi. Shuning uchun ish unumini (180÷200) kg/soatdan oshmasligi tavsiya etildi.

Ma'lumki vintning burchak tezligini tebranish qavrovini ortishi paxta momig'ini transportirovka qilish va iflosliklardan tozalashda ijobiy rol o'ynaydi (11-rasm). Lekin $\Delta\dot{\phi}_{\epsilon}$ haddan tashqari ortib ketishi qo'shimcha titrashlarni, momiqni shikastlanishini ko'paytiradi. Demak $\Delta\dot{\phi}_{\epsilon} = (6,0 \div 6,5) \text{ s}^{-1}$; $\Delta\dot{\phi}_p = (4,5 \div 5,0) \text{ s}^{-1}$; oralg'ida bo'lishini ta'minlash uchun tasmali uzatma uchun tavsiya qiymatlarini $S_T = (280 \div 340) \text{ Nm/rad}$; $\theta_T = (3,3 \div 3,8) \text{ Nm/rad}$ oralg'ida tanlash maqsadga muvofiqdir. Mashina agregatida vintli ishchi organ inersiya momenti katta qiymatga ega. Uni kamaytirish uchun uzunligi yoki diametri kamaytirilishini talab qiladi. Lekin $\Delta\dot{\phi}_{\epsilon}$ va ΔM_v larni yetarli darajada bo'lishi J_v ning qiymatlarini asoslashga bog'liqdir. Konveyer vint vali inersiya momenti qiymatlari $2,71 \text{ kgm}^2$ dan $6,35 \text{ kgm}^2$ gacha ko'paytirilganda vint validagi burovchi moment tebranish qamrovi $6,05 \text{ Nmdan}$ $2,15 \text{ Nmgacha}$ chizmqli bo'lmagan bog'lanishda kamaysa, burchak tezligining tebranish qamrovi $\Delta\dot{\phi}_{\epsilon}$ qiymatlari $7,52 \text{ s}^{-1}$ dan $5,05 \text{ s}^{-1}$

gacha kamayadi. Ushbu xolatda, vint burchak tezligi tebranish qamrovini $(6,0 \div 6,5) \text{ s}^{-1}$ dan oshmasligini ta'minlash uchun inersiya momenti qiymatlarini $J_v = (3,8 \div 4,5) \text{ kgm}^2$ oralig'ida tanlash maqsadga muvofiqdir



1,2,3,4- texnologik qarshilik momentlari zonalar bo'yicha umumiy olinganida qurilgan grafiklar;
5,6,7,8- texnologik qarshilik momentlari zonalar bo'yicha alohida inobatga olinganida.

1,5- $M_B = f(C_T)$; 2,6- $M_B = f(\omega_T)$;
3,7- $\Delta\phi_B = f(C_T)$; 4,8- $\Delta\phi_B = f(\omega_T)$;

11-rasm. Tavsiya etilgan vintli konveyer vint validagi buruvchi moment hamda burchak tezlikni tebranish qamrovini tasmali uzatma aylanma bikrlilik va dissipativ koeffitsientlarini o'zgarishiga bog'liqlik grafiklari.

1,2- texnologik qarshilik momentlari zonalar bo'yicha umumiy olinganida [81] ga asosan qurilgan grafiklar;
3,4- texnologik qarshilik momentlari zonalar bo'yicha alohida inobatga olinganida.

1,3- $\Delta\phi_B = f(J_v)$; 2,4- $\Delta M_B = f(J_v)$;

12-rasm. Tavsiya qilingan vintli konveyer asosiy ishchi organi to'liqsimon yuzasi vint validagi buruvchi moment va burchak tezliklarning tebranishdagi qamrov qiymatlarini uning inersiya momentiga bog'liqlik grafiklari.

To'liqsimon vintli konveyerda momiqni tortish kuchini aniqlash muhim hisoblanadi.

Amoktan-Kulon qonuniga asosan $\vec{F}_u = f N$ inobatga olib, momiqni siljitish kuchini har uchchala zonasi bo'yicha hisoblash ifodalarini olamiz:

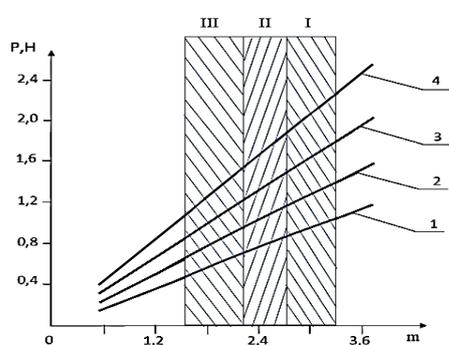
$$P_1 = \frac{m_1 g (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) - K_u F_{u_1} \sin \beta}{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha} \quad P_2 = \frac{m_2 g (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) - K_u F_{u_2} \sin \beta}{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha}$$

$$P_3 = \frac{m_3 g (\sin \alpha + f_3 \cos \alpha) - K_u F_{u_3} \sin \beta}{\cos \alpha - f_3 \sin \alpha} \quad (4)$$

bu yerda, m_M – momiq bo'lagi massasi; g – erkin tushish tezlanishi; α – vintni ko'tarilish burchagi; β – momiq bo'lagini to'liqsimon sirtida joylashishini belgilovchi burchak; f – momiq bo'lagi va to'liqsimon yuzada orasidagi ishqalanish koeffitsienti; F_u – ishqalanish kuchi; $K_u = (1 - f^2) f^{-1}$ – ishqalanish koeffitsientining darajasini ifodalovchi o'zgarmas son.

Ushbu ifodada ishqalanish kuchi nafaqat ishqalanish koeffitsientiga, balki momiqni to'liqsimon yuzada joylashtirish fazasi, ya'ni β ga bog'liq. Qiya to'liqsimon yuzada momiqning o'rtacha bo'lagi massasini $(1,0 \div 3,0) \cdot 10^{-3} \text{ kg}$ oralig'ida olsak, hamda ishqalanish koeffitsientini $(0,22 \div 0,4)$ oralig'ida olsak, ishqalanish kuchining o'rtacha qiymatini momiq bo'lagi massasi $(0,5 \div 2,0) \cdot 10^{-3} \text{ ni}$ va $f = 0,25 \div 0,45$ bo'lganda $(0,13 \div 0,9) 10^{-2} \text{ N}$ oralig'ida bo'ladi. Vintli konveyer shu unumdorligi $(350 \div 380) \text{ kg/s}$ bo'lsa, bir vaqtning o'zida konveyerda $(2,5 \div 3,5) \text{ kg}$ momiq bo'ladi. Shuning uchun o'rtacha ishqalanish kuchi $(7,5 \div 10,5) \text{ N}$ ni tashkil

etadi. Momiqni joylashish fazasi $0,15pad$ dan $0,9pad$ gacha ortganida va $f = 0,3$ qiymatida momiqni siljitish kuchi $1,54 N$ dan $3,35N$ gacha kamayadi (13-rasm). Ishqalanish koeffitsienti $0,4$ gacha ortsa momiqni siljitish uchun ham ortadi va uning kamayish qonuniyatlari $2,37 N$ dan $0,81 N$ oralig'ida bo'ladi. Bunda momiqning joylashish fazasining tavsiya qiymati ($0,5 \div 0,65$) pad oralig'ida bo'lishi maqsadga muvofiqdir. Tavsiya qilingan to'liqsimon sirtida momiqni harakatlanish yo'li ortadi, bu esa o'z navbatida momiqni titilishini va tozalash samarasini orttiradi. 14-rasmda momiqni to'liqsimon sirt bo'ylab harakatlanish masofasini o'qi joylashtirish fazasiga bog'liqlik grafiklari keltirilgan. Bunda ushbu masofani ortishiga to'liqlar balandligi, ya'ni egrilik radiusi qiymatini o'zgarishi ham ta'sir ko'rsatadi. Momiq bo'lagini to'liqsimon sirtida joylashish fazasi $0,15pad$ dan $0,9pad$ ga ortganida va to'liqin egriligi radiusi $2,5 \cdot 10^{-3} m$ bo'lganida momiqni siljish masofasi $0,8 \cdot 10^{-3} m$ dan $4,37 \cdot 10^{-3} m$ gacha ortadi. Lekin to'liqin egrilik radiusi $1,0 \cdot 10^{-2} m$ gacha ortganida momiqning siljish masofasi $2,1 \cdot 10^{-3} m$ dan $12,2 \cdot 10^{-3} m$ gacha ko'payadi.

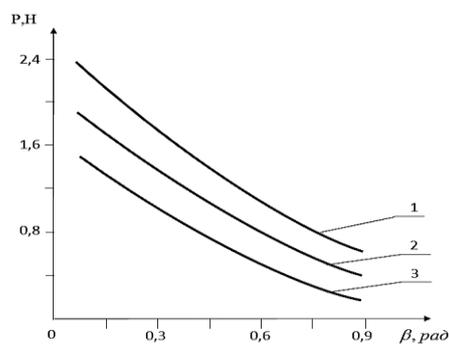


I – 1-zona, II – 2-zona, III – 3-zona.
 bu yerda, $1 - \alpha = 0,51pad$; $2 - \alpha = 0,6pad$,
 $3 - \alpha = 0,68pad$; $4 - \alpha = 0,77pad$.

13-rasm. Momiqni tozalash – tashish konveyerining to'liqsimon yuzali vintida momiqni siljitish kuchini momiq massasiga bog'liqlik grafiklari

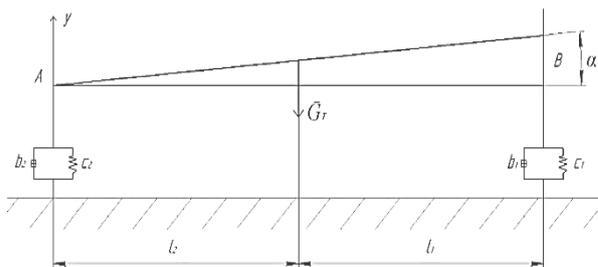
Buning sababi shuki, to'liqin radiusini ortishi, egrilik sirti uzunligini orttiradi, shuningdek, β qiymati ortishi to'liqin qadamini shunday turishidandir. Shuning uchun tozalash samarasini ortishi uchun α ni ko'paytirish, ya'ni β va R ning qiymatlarini quyidagi qiymatlarini tavsiya qilish maqsadga muvofiqdir:
 $\beta = (0,5 \div 0,65)pad$; $R = (0,8 \div 1,2) \cdot 10^{-2}m$.

Ma'lumki tavsiya etilgan vintli konveyerda to'arli yuza qayishqoq tayanchlari o'rnatilgan. Ta'kidlash kerakki tayanchlar bikrlilari xar uchchala qismda har hil olingan va materialni surilish yo'nalishida tayanch bikrlilari ortib borish tartibida joylashtirilgan. Shuning uchun to'arli yuza ham vertikal, ham og'ma tebranadi. Ushbu tebranishlar siljishi va tezliklari qamrovlari qiymatlariga qarab materialni siljishi va tozalash samarasi belgilanadi. Shuning uchun to'arli yuzasi vertikal va og'ma tebranishlarini tahlil qilish muxim hisoblanadi. 15-rasmda to'arli yuzani tebranishlarini ifodalovchi hisob sxemasi keltirilgan.

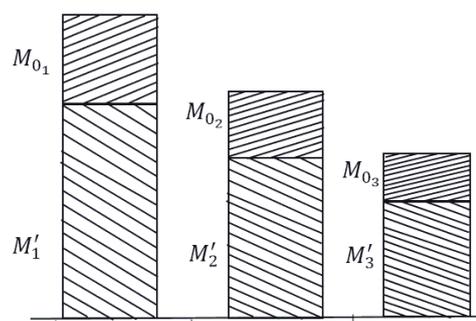


bu yerda,
 $1 - f = 0,4(1 - zona)$; $2 - f = 0,35(2 - zona)$; $3 - f = 0,30(3 - zona)$.

14-rasm. Momiqni tozalash – tashish konveyerining to'liqsimon yuzali vintida momiqni siljitish kuchini momiqni joylashish fazasiga bog'liqlik grafiklari



15-rasm. To'rtli yuza tebranishlarini ifodalovchi hisob sxemasi.



16-rasm. Qayishhqoq tayanchli to'rtli yuza har uchchala zonalarida tashilayotgan momiqdan kelayotgan texnologik qarshilik momentlarini o'zaro solishtirish diagrammalari.

To'rtli yuzani tebranishlarini yuzaga keltiruvchi tashqi kuchlar:

$$\begin{aligned} F_1 &= F'_1 + F_{0_1} \sin \omega t; & F_2 &= F'_2 + F_{0_2} \sin \omega t; \\ F_3 &= F'_3 + F_{0_3} \sin \omega t; \\ M_1 &= M'_1 + M_{0_1} \sin \omega t; & M_2 &= M'_2 + M_{0_2} \sin \omega t; \\ M_3 &= M'_3 + M_{0_3} \sin \omega t; \end{aligned} \quad (5)$$

bu yerda; $F_1, F_2, F_3, M_1, M_2, M_3$ -tashqi kuch va momentni to'rtli yuza zonalarida bo'yicha o'zgarish tashkil etuvchilari,

$F_{0_1}, F_{0_2}, F_{0_3}, M_{0_1}, M_{0_2}, M_{0_3}$ -tashqi kuch va momentni to'rtli yuza zonalarida bo'yicha o'zgarish amplitudalari.

Momiqni vintli konveyerda tashish va tozalash jarayonida uning to'rtli yuzasi har uchchala zonalarida qayishhqoq tayanchlari bikrliklari ortib borish tartibida joylashtirilganligi uchun ularni tebranish amplitudalari kamayib boradi. 16-rasmda qayishhqoq tayanchli to'rtli yuza har uchchala zonalarida tashilayotgan momiqdan kelayotgan texnologik qarshilik momentlarini o'zaro solishtirish diagrammalari keltirilgan. Bunda to'rtli yuza og'ma tebranishlarida texnologik qarshilik kuchlari momentlari zonalar bo'yicha kamayib boradi. Chunki momiqni titilganlik darajasi ortishi bilan qarshilik kuchlari kamayib boradi.

Olingan (12), (13), (14) larni inobatga olib Lagranj tenglamalari qo'shiluvchilarini aniqlab quyidagi differensial tenglamalar sistemasini hosil qilamiz, birinchi zona uchun:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{y} + c_1(y + al_1) + c_2(y - al_2) + \mathfrak{B}_1(\dot{y} + \dot{\alpha}l_1) + \mathfrak{B}_2(\dot{y} - \dot{\alpha}l_2) &= F'_1 + F_{0_1} \sin \omega t; \\ J_T \ddot{\alpha} + c_1 l_1(y + al_1) + c_2 l_2(y - al_2) + \mathfrak{B}_1 l_1(\dot{y} + \dot{\alpha}l_1) + \mathfrak{B}_2 l_2(\dot{y} - \dot{\alpha}l_2) &= M'_1 + M_{0_1} \sin \omega t \end{aligned}$$

ikkinchi to'rtli yuza qismi uchun:

$$m_2 \ddot{y} + c_3(y + al_1) + c_4(y - al_2) + \mathfrak{B}_3(\dot{y} + \dot{\alpha}l_1) + \mathfrak{B}_4(\dot{y} - \dot{\alpha}l_2) = F'_2 + F_{0_2} \sin \omega t;$$

uchinchi to'rtli yuza qismi uchun:

$$m_3 \ddot{y} + c_5(y + al_1) + c_6(y - al_2) + \mathfrak{B}_5(\dot{y} + \dot{\alpha}l_1) + \mathfrak{B}_6(\dot{y} - \dot{\alpha}l_2) = F'_3 + F_{0_3} \sin \omega t; \quad (6)$$

bu yerda m_1, m_2, m_3 – qismlari massalari; $c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6$ – to'rtli yuza qismlari qayishhqoq tayanchlari bikrliklari; $\mathfrak{B}_1, \mathfrak{B}_2, \mathfrak{B}_3, \mathfrak{B}_4, \mathfrak{B}_5, \mathfrak{B}_6$ – qayishhqoq tayanchlar dissipatsiya koeffitsientlari.

Ushbu aniqlangan (6) differensial tenglamalar sistemalari vintli konveyerining zonalar bo'yicha to'rtli yuzalarini vertikal va og'ma tebranishlarini ifodalaydi.

To'rtli yuzani xususiy tebranishlarini ko'rish uchun sistemani quyidagicha yozib olindi:

$$m_T \ddot{y} + c_1(y + al_1) + c_2(y - al_2) + \mathcal{B}_1(\dot{y} + \dot{a}l_1) + \mathcal{B}_2(\dot{y} - \dot{a}l_2) = 0;$$

$$J_T \ddot{\alpha} + c_{1l_1}(y + al_1) + c_{2l_2}(y - al_2) + \mathcal{B}_{1l_1}(\dot{y} + \dot{a}l_1) + \mathcal{B}_{2l_2}(\dot{y} - \dot{a}l_2) = 0 \quad (7)$$

Ta'kidlash joizki, xususiy tebranish chastotasiga asosan massaviy va bikrlilikni ifodalovchi parametrlar ta'sir qiladi.

Mavjud usuldan foydalanib quyidagi ifodani hosil qilamiz:

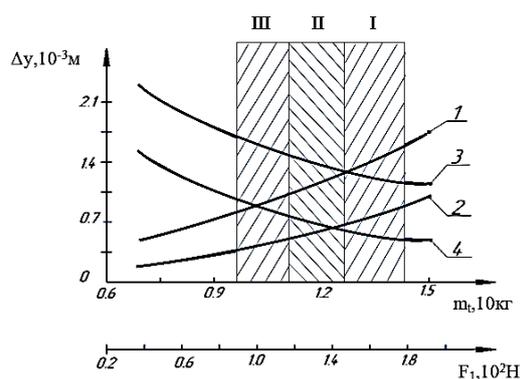
$$P_{1,2} = \sqrt{\frac{a_{11} + a_{22}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{a_{11} - a_{22}}{2}\right)^2 + a_{12}a_{21}}} \quad (8)$$

Ushbu ifodadan foydalanib har uchchala to'rtli yuzalarni xususiy tebranish chastotalarini aniqlash mumkin bo'ladi.

17-rasmda vintli konveyer to'rtli yuzasi og'irlik markazini vertikal tebranish qamrovini tashiladigan momiqning ta'sir kuchi hamda to'rtli yuza massasiga hamda qayishqoq tayanchlarning bikrlilik koeffitsientlariga bog'liqlik grafiklari keltirilgan. Natijalar har uchchala qism uchun o'rinalidir.

Ma'lumki massa qancha katta bo'lsa, tebranish amplitudasi shuncha kamayadi. Shuning uchun konveyer to'rtli yuzali qismlarini massasi 7,5 kgdan 15 kkgacha ko'payganida va $s_2 = 4,8 \cdot 10^3 \text{ N/m}$, $s_l = 6,5 \cdot 10^3 \text{ N/m}$ bo'lganida to'rtli yuzaning og'irlik markazining vertikal tebranish qamrovi Δy qiymatlari $2,06 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ dan $0,96 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ gacha chiziqsiz bog'lanishda kamayib borsa, tayanchlar bikrlilik koeffitsientlari $s_2 = 5,5 \cdot 10^3 \text{ n/m}$, va $s_l = 8,0 \cdot 10^3 \text{ N/m}$ bo'lganida esa, Δy qiymatlari $1,4 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ dan $0,39 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ gacha nochiziqli qonuniyatda kamayishini kuzatish mumkin.

To'rtli yuza qismlari asosan to'rtli yuza massasi va ta'sir qiluvchi texnologik kuchlarni kamayishi bilan izoxlanadi. Demak, parametrlarni tavsiya qiymatlarini mos shtrixlangan zonaga asoslanib aniqlaymiz.



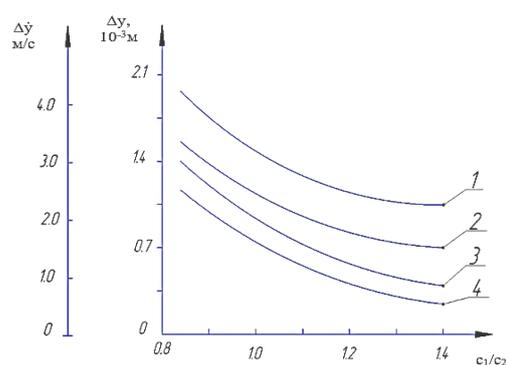
I, II, III – to'rtli yuza zonalari.

2- $\Delta y = 1$ (F_1); 3,4- $\Delta y = 1$ (m_T).

1,3- $s_2 = 4,8 \cdot 10^3 \text{ N/m}$; $s_l = 6,5 \cdot 10^3 \text{ N/m}$;

2,4- $s_2 = 5,5 \cdot 10^3 \text{ N/m}$; $s_l = 8,0 \cdot 10^3 \text{ N/m}$

17-rasm. Vintli konveyer to'rtli yuzasi og'irlik markazini vertikal tebranish qamrovini tashilayotgan momiq ta'sir kuchi hamda yuza massasiga hamda qayishqoq tayanchlarning bikrlilik koeffitsientlariga bog'liqlik grafiklari.



1,2- $\Delta y = f(c_1/c_2)$; 3,4- $\Delta y = f(c_1/c_2)$;

1,2- $m_T = 10,5 \text{ kg}$; 2,4- $m_T = 13,5 \text{ kg}$

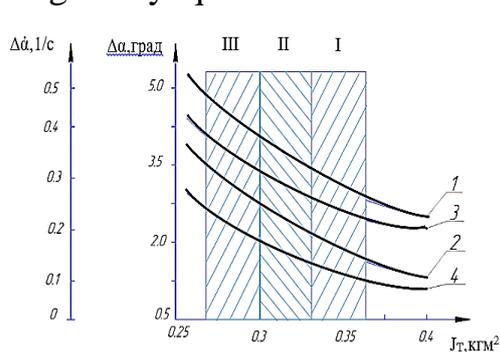
18-rasm. Tavsiya etilgan vintli konveyer to'rtli yuzasi og'irlik markazini vertikal tebranish qamrovi va tezlik qamrovini tayanchlardagi qayishqoq elementlar bikrlilik koeffitsientlari nisbatiga bog'liqlik grafiklari.

Vertikal tebranish qamrovini xaddan tashqari katta bo'lishi materialni siljish jarayonini pasaytiradi, ish unumi kamayadi. Shuning uchun Δy qiymatlarini $(1,5 \div 2,0) \cdot 10^{-3} \text{m}$ oralig'ida ta'minlash uchun to'rtli yuza massasi tavsiya qiymatlari $m_T = (0,9 \div 1,3) \cdot 10 \text{kg}$ oralig'ida olish maqsadga muvofiqdir. Bunda I – zona to'rtli yuza massasi $m_1 = 1,35 \cdot 10 \text{kg}$, II – zona to'rtli yuza massasi $m_1 = 1,15 \cdot 10 \text{kg}$, III – zona to'rtli yuza massasi $m_1 = 0,95 \cdot 10 \text{kg}$. Ish unumini ortishi, ya'ni F_T qiymatlarini ko'payishi Δy ni ortishiga olib keladi. Jumladan to'rtli yuza qayishqoq tayanchlari bikrlilik koeffitsentlari katta bo'lganida F_T qiymatlari $0,9 \cdot 10^2 \text{N}$ dan $1,8 \cdot 10^2 \text{N}$ gacha ortganida Δy qiymatlari $0,42 \cdot 10^{-3} \text{m}$ dan $1,705 \cdot 10^{-3} \text{m}$ gacha nochiziqli qonuniyatda pasayib boradi. Shuning uchun ish unumi qiymatlari ta'minlanishi uchun $F_T \geq (1,6 \div 2,2) \cdot 10^2 \text{N}$ bo'lishi tavsiya etiladi. Bunda momiq titilishini inobatga olinganida $F_3 \geq (1,5 \div 1,7) \cdot 10^2 \text{N}$, $F_2 \geq (1,8 \div 2,0) \cdot 10^2 \text{N}$, $F_1 \geq (2,1 \div 2,3) \cdot 10^2 \text{N}$ bo'lishi maqsadga muvofiqdir.

18-rasmda tavsiya etilgan vintli konveyer to'rtli yuzasi og'irlik markazini vertikal tebranish qamrovi va tezlikni tebranish qamrovini tayanchlardagi qayishqoq elementlar bikrlilik koeffitsentlari nisbatiga bog'liqlik grafiklari keltirilgan.

Qurilgan grafiklar tahlili shuni ko'rsatadiki, s_2/c_1 qiymatlar 0,9 dan 1,4 gacha o'zgarishda, Δy qiymatlari $m_T = 10,5 \text{kg}$ (II – zona) bo'lganida $1,96 \cdot 10^{-3} \text{m}$ dan $1,06 \cdot 10^{-3} \text{m}$ gacha chiziqli bog'lanishda kamaysa, mos ravishda $m_T = 13,5 \text{kg}$ (I – zona) bo'lganida to'rtli yuza og'irlik markazini vertikal tebranish qamrovi $1,62 \cdot 10^{-3} \text{m}$ dan $0,73 \cdot 10^{-3} \text{m}$ gacha pasayib borishi aniqlandi. Buning asosiy sababi shundan iboratki, to'rtli yuza kiruvchi qismidagi tayanch qayishqoq elementi bikrligi ortishi tebranishni kamaytiradi. Qayd qilish kerakki, to'rtli yuza tebranish tezligini ortishi bilan momiqdan (materialdan) chiqindini ajralish intensivligi ortadi. Qayishqoq tayanchlar bikrliliklari nisbati ko'payishi bilan mos ravishda to'rtli yuza og'irlik markazini vertikal tebranish tezligini tebranish qamrovi pasayib boradi (18-rasm, 3-4-grafiklar). Bunda to'rtli yuza og'irlik markazini vertikal tebranish qamrovi va tezlik qamrovini yetarli darajada bo'lishini ta'minlash uchun $s_2/s_1 \leq (0,9 \div 1,1)$ oralig'ida bo'lishi tavsiya etiladi. Yuqorida ta'kidlanganidek to'rtli yuzani og'ma tebranishlari materialni intensiv transportirovka qilish imkoniyatini beradi. 19-rasmda to'rtli yuzani zonalar bo'yicha og'ma siljish va tezligi tebranishlari qamrovlarini mos inersiya momentlariga bog'liqlik grafiklari keltirilgan. Grafiklar tahlilidan shuni qayd qilish mumkinki, to'rtli yuza og'irlik markaziga nisbatan og'ishdagi inersiya momenti ortishi mos ravishda uning og'ma tebranishlarini kamayishiga olib keladi. Jumladan, J_T qiymatlari $0,275 \text{kgm}^2$ dan $0,4 \text{kgm}^2$ gacha ko'payganida $\Delta \alpha$ qiymatlari $M_I = 22,5 \text{Nm}$ bo'lganida $5,48$ gradusdan $2,09$ gradusgacha chiziqsiz qonuniyatda pasayadi, $\Delta \alpha$ qiymatlari esa $0,384 \text{1/c}$ dan $0,12 \text{s}^{-1}$ gacha kamayadi. Mos ravishda texnologik qarshilik $14,5 \text{Nm}$ gacha kamayganida $\Delta \alpha$ qiymatlari $0,381$ gradusdan $1,31$ gradusgacha nochiziqli qonuniyatda kamaysa $\Delta \alpha$ qiymatlari $0,28 \text{s}^{-1}$ dan $0,048 \text{s}^{-1}$ gacha pasayib boradi. Bunda to'rtli yuza og'ma tebranishlari qamrov qiymatlarini $(3,5 \div 5,8)$ gradus oralig'ida bo'lishini ta'minlash uchun J_T ning tavsiya qiymatlari: $J_T \leq (0,29 \div 0,34) \text{kgm}^2$. To'rtli yuza zonalar bo'yicha $J_1 \leq (0,29 \div 0,3) \text{kgm}^2$ I – zona, $J_2 \leq (0,31 \div 0,325) \text{kgm}^2$ II – zona va $J_3 \leq (0,325 \div 0,34) \text{kgm}^2$ III – zona bo'lishi maqsadga muvofiqdir.

Bunda I – zonada tebranish qamrovi $\Delta\alpha$ va $\Delta\dot{\alpha}$ kichik bo‘lib, III – zonaga borganda yuqori bo‘ladi.

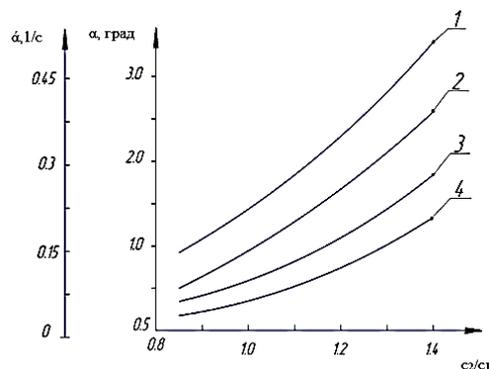


I, II, III – to‘rli yuzani zonalari.

1,2- $\Delta\dot{\alpha}=f(J_T)$; 3,4- $\Delta\alpha=f(J_T)$;

2,4- $M_1=14,5Nm$; 1,3- $M_1=22,6Nm$.

19-rasm. To‘rli yuzani zonalari bo‘yicha og‘ma siljish va tezligi tebranishlari qamrovlarining mos inersiya momentlariga bog‘liqlik grafiklari.



1,2- $\alpha=f(c_2/c_1)$;

3,4- $\dot{\alpha}=f(c_2/c_1)$

1,3- $J_T=0,29 kgm^2$;

2,4- $J_T=0,4 kgm^2$

20-rasm. To‘rli yuzani zonalari bo‘yicha og‘ish burchagi va burchak tezligini tayanchlarining qayishqoq elementlari bikrlilklari koeffitsentlarini va inersiya momentiga bog‘liqlik grafiklari.

20-rasmda to‘rli yuzani zonalari bo‘yicha og‘ish burchagi va burchak tezligini tayanchlarning qayishqoq elementlari bikrlilklari koeffitsentlarini nisbatiga bog‘liqlik grafiklari keltirilgan.

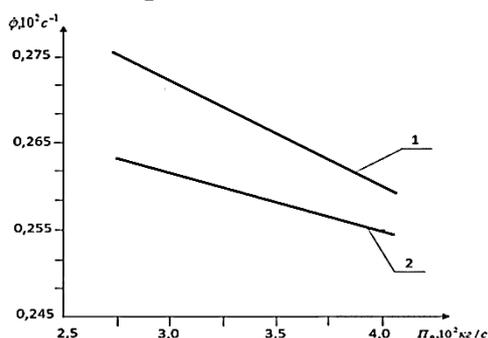
Grafiklar taxliliga ko‘ra to‘rli yuzaning qayishqoq tayanchlari bikrlilklari farqi qanchalik ko‘paysa, uning og‘ish burchagi va tezligining qiymatlari shunchalik katta bo‘ladi. Jumladan s_2/c_1 qiymatlari ko‘payganida va $J_T=0,29kgm^2$ bo‘lganida to‘rli yuzani og‘ma tebranishlari 1,05 gradusdan 3,3 gradusgacha chiziqsiz bog‘lanishda ortadi, $\dot{\alpha}$ esa $0,076s^{-1}$ dan $0,23 s^{-1}$ gacha ortadi. Mos ravishda to‘rli yuzani inersiya momenti $0,41kgm^2$ gacha ko‘payganida, α qiymatlari 0,51 gradusdan 2,6 gradusgacha ko‘payadi va $\dot{\alpha}$ esa, $0,24s^{-1}$ gacha ortadi. To‘rli yuzani tebranish qiymatlarini yetarlicha darajada bo‘lishini amalga oshirish uchun $s_2/s_1 \geq (1,4 \div 1,5)$ bo‘lishi tavsiya etiladi. Umuman to‘rli yuzani ham vertikal, ham og‘ma tebranishlarini yetarli bo‘lishini ta‘minlash maqsadida $s_2/s_1=(1,1 \div 1,4)$ bo‘lishini tavsiya etish mumkin. Lekin to‘rli yuzani I, II va III zonalari tebranishlari ayniqsa, og‘ma tebranishlari o‘zaro bog‘liq bo‘lib tashilayotgan va tozalanayotgan momiqni tormozlanmasdan chiqib ketishi uchun I – zonaga nisbatan II va III – zonalar og‘ma tebranishlari ortib borishi maqsadga muvofiqdir.

Dissertatsiyaning “**Tavsiya etilgan momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyer konstruksiyalarini tajribaviy tadqiqotlari natijalari taxlili**” deb nomlangan to‘rtinchi bobida momiq tashuvchi va tozalovchi qayishqoq elementli to‘rli yuzali vint sirti to‘lqinsimon shakldagi vintli konveyer hamda uzatish mexanizmiga o‘rnatilgan qayishqoq elementli tarkibli rolikli zanjirli uzatma konstruksiyalarini eksperimental tadqiqotlari natijalari taqdim etilgan.

To‘lqinsimon yuzali vintli konveyer validagi va qayishqoq elementli zanjirli uzatma yetaklovchi yulduzcha validagi burovchi moment, aylanishlar chastotasi va shovqin miqdorini aniqlash uchun tenzometrik usuldan foydalanildi.

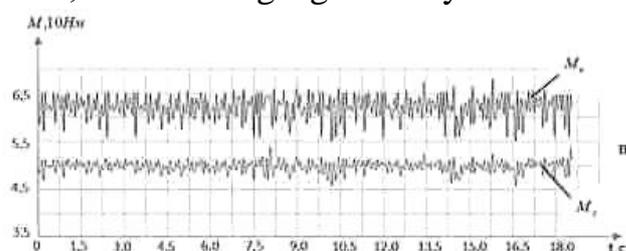
Bu yerda ish unumi ortishi bilan burchak tezliklar $\Delta\dot{\phi}_6$ va $\Delta\dot{\phi}_3$ ning qiymatlari kamayadi, tebranish amplitudalari mos ravishda ortadi (21-rasm)

Olingan ossilogrammalarni qayta ishlash natijasida parametrlarni bog'lanish grafiklari qurildi.



21-rasm. Momiqni tashuvchi va tozalovchi to'liqsimon yuzali vintli konveyer vint vali va uzatma yetaklovchi yulduzchasi valini burchak tezligini ish unumiga bog'liqlik grafiklari.

To'liqsimon vint hamda qayishqoq elementli zanjirli uzatmalarning nusxasi tayyorlandi va parametrlarini o'lchash elektrozometrik sxemaga asosan amalga oshirildi. Tajribaviy izlanishlar asosida ossilogrammalar va bog'lanish grafiklari olindi (22,23-rasmlar). Grafiklar taxliliga ko'ra aytish kerakki, ish unumi $2,25 \cdot 10^2$ kg/s dan $4,0 \cdot 10^2$ kg/s gacha ortganda ϕ_e ning o'rtacha qiymati $0,623 \cdot 10^2 \text{s}^{-1}$ kg/s dan $0,255 \cdot 10^2 \text{s}^{-1}$ kg/s gacha deyarli nochiziqli qonuniyatda kamayadi.

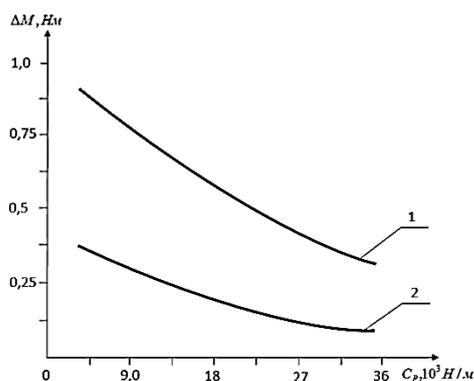


MVS-V-14 markali rezina ishlatilganda, bikrligi $6,42 \cdot 10^3 \text{N/m}$, $\Pi_p = 3,6 \cdot 10^2 \text{kg/c}$

22-rasm. Momiqni tashuvchi va tozalovchi to'liqsimon yuzali vintli konveyer vinti validagi va yetaklanuvchi yulduzcha validagi burovchi momentni o'zgarish qonuniyatlari.

Alohida ta'kidlash kerakki, vintli valni notekis aylanishi ko'proq vintni to'liqsimon yuzasi, ya'ni to'liq amplitudasi ta'siri asosiy hisoblanadi.

Tajribaviy tadqiqotlarda qayishqoq vtulkalar 1338, 3806, va MVS-V-14 markali rezinadan tayyorlangan variantlarni taqqoslab ko'rildi. Olingan ossilogrammalar taxliliga ko'ra yuqori bikrlidagi rezina markasidan, chizmadagi 1338 rezina markasidan, bikrlilik $31,7 \cdot 10^3 \text{N/m}$ qo'llanilganda vint validagi burovchi moment tebranishlari juda kichik, agarda $6,42 \cdot 10^3 \text{N/m}$ bikrlikka ega MVS-V-14 markali rezina ishlatilganda momiqni tebranish amplitudasi $(0,8 \div 1,0)$ Nm gacha yetadi.



bu yerda, $1 - \Delta M_1 = f(C_p)$; $2 - \Delta M_2 = f(C_p)$;

$$n_p = 2,8 \cdot 10^2 \text{kg/c}$$

23-rasm. Momiqni tashuvchi tozalovchi vintli konveyer zanjirli uzatma yulduzchalari vallaridagi burovchi momentlarni tebranish qamrovini zanjir roligining qayishqoq vtulkasi bikrligiga bog'liqlik grafiklari.

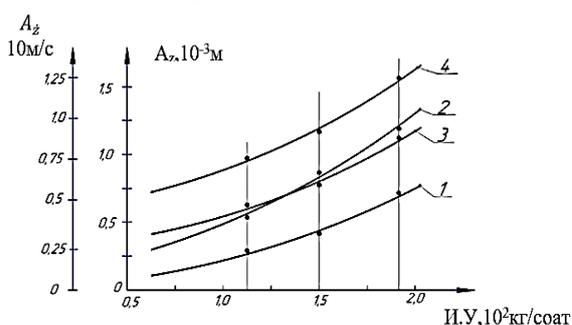
Ossilogrammalar asosida momiqni tashuvchi tozalovchi vintli konveyer zanjirli uzatma yulduzchalari vallaridagi burovchi momentini tebranish qamrovini

zanjir roligi qayishqoq vtulkasi bikrligiga bog'liqlik grafiklari qurildi. Bunda bikrlik $4,5 \cdot 10^3$ N/m dan $35 \cdot 10^3$ N/m gacha ortganida ΔM_6 qiymatlari 0,88 Nm dan 0,34 Nm gacha nochiziqli qonuniyatda kamayadi. Lekin qayishqoq vtulka hisobiga yetaklovchi yulduzcha validagi ΔM_3 ni tebranish amplitudasi deyarli (3,0÷3,5) barobar kam bo'ladi. Shuning uchun zanjir tarkibli roligi qayishqoq vtulkasi 3826 markali rezinadan tayyorlanishi va bunda $S_r=15,5 \cdot 10^3$ N/m bo'lishi tavsiya qilinadi.

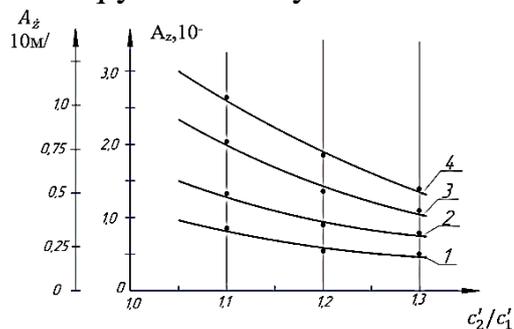
Vintli konveyerning ish unumi ortishi bilan to'rtli yuzaning tebranish amplitudasi ortib boradi. (22-rasm). Bunda to'rtli yuza tebranish chastotasi asosan vintli valni aylanish chastotasi, hamda texnologik qarshilikni o'zgarish chastotasiga bog'liq ravishda o'zgaradi. Qayd qilish kerakki keltirilgan otsillogrammalarda to'rtli yuza oldingi s_1 va keyingi s_2 tayanchlardagi rezinali amortizatorlar bikrlik koeffitsientlari bir xil, olingan bo'ladi.

Shuning uchun to'rtli yuza faqat vertikal yo'nalishda tebranadi. Ushbu otsillogrammalar asosida parametrlarni bog'lanish grafiklari olindi. Jumladan 24-rasmda to'rtli yuza vertikal tebranishlari siljish va tezlik amplitudalarini konveyer ish unumini o'zgarishiga bog'liqlik grafiklari keltirilgan.

Tahlillarga asosan konveyer ish unumi $0,75 \cdot 10^2$ kg/soatdan $1,86 \cdot 10^2$ kg/soatgacha momiq tashilib tozalanganda to'rtli yuzaning inersiya momenti $0,25$ kg/m² bo'lganida to'rtli yuza tebranish amplitudasi $0,46 \cdot 10^{-3}$ m dan $0,46 \cdot 10^{-3}$ m gacha chiziqli bog'lanishda ortib borsa, mos ravishda tezlikni tebranish amplitudasi $0,82 \cdot 10$ m/s dan $1,62 \cdot 10$ m/s gacha ortib borishini ko'rish mumkin (24-rasm 2,4-grafiklar). Xuddi shuningdek $J_t=0,31$ kgm² bo'lganida A_z qiymatlari $0,23 \cdot 10^{-3}$ m dan $0,59 \cdot 10^{-3}$ m gacha ortib boradi. Bunda A_z qiymatlari $0,37 \cdot 10$ m/s dan $0,82 \cdot 10$ m/s gacha ko'payib boradi. (24-rasm, 1,3-grafiklar). Buning asosiy sababi inersiya momenti ortishi bilan tebranishlar qiymati kamayadi.



1,2- $A_z=f(I.U)$; 3,4- $A_z=f(I.U)$; 1,3- $J_t=0,31$ kgm²;
2,4- $J_t=0,25$ kgm²;
24-rasm. To'rtli yuza vertikal tebranishlari siljish va tezlik amplitudalarini konveyer ish unumini o'zgarishiga bog'liqlik grafiklari

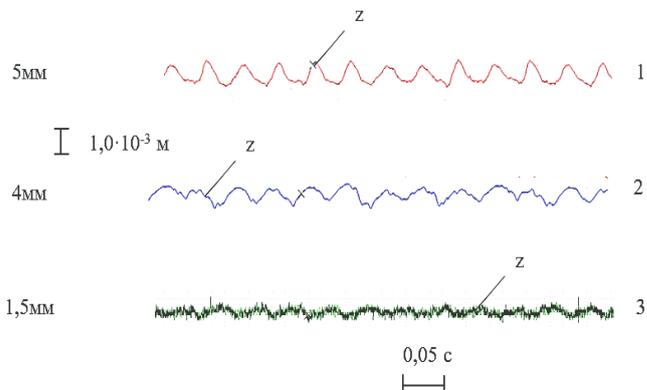


2,4-oldingi s'_1 tayanchdagi; 1,3-ketingi s'_2 tayanchdagi
1,2- $A_z=f(s_2/s_1)$; 3,4- $A_z=f(s_2/s_1)$
25-rasm. Tavsiya etilgan vintli konveyerning amortizatorli to'rtli yuzasi siljish va tezlik tebranishlari amplitudasini amortizator bikrlik koeffitsientlari nisbatiga bog'liqlik grafiklari

Olingan 24-rasmda tavsiya etilgan momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyerning amortizatorli to'rtli yuzasi siljish va tezlik tebranishlari amplitudasini amortizator bikrlik koeffitsientlari nisbatiga bog'liqlik grafiklari keltirilgan.

Qurilgan grafiklar analiziga ko'ra s'_2/s'_1 qiymatlari 1,1 dan 1,3 gacha ko'payganida to'rtli yuza oldingi tayanchi tebranish amplitudasi $1,4 \cdot 10^{-3}$ m dan $0,65 \cdot 10^{-3}$ m gacha kamaysa, tebranish tezligi $0,92 \cdot 10$ m/s dan $0,33 \cdot 10$ m/s gacha

pasayib boradi. Mos ravishda s'_2/s'_1 qiymatlari 1,3 gacha ko'payganida keyingi tayanch amortizatorlari deformatsiyasi, ya'ni A_z qiymatlari $0,93 \cdot 10^{-3}$ m dan $0,419 \cdot 10^{-3}$ m gacha chiziqsiz bog'lanishda pasayadi s'_2 tayanchda. Bunda A_z qiymatlari $0,766 \cdot 10$ m/s dan $0,463 \cdot 10$ m/s gacha chiziqsiz bog'lanishda kamayib boradi.

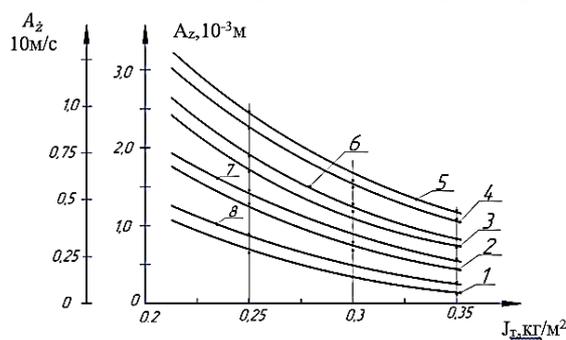


1- $m_T=9,0$ kg; $s_1=s_2=0,21 \cdot 10^5$ N/m
 2- $m_T=11,0$ kg; $s_1=s_2=0,24 \cdot 10^5$ N/m
 3- $m_T=13$ kg; $s_1=s_2=0,28 \cdot 10^5$ N/m

26-rasm. To'rtli yuza massasi va amortizator bikrliklarini uning tebranish qonuniyatiga ta'siri

Demak, paxta momig'ini samarali transportirovka qilish va tozalashni intensivlashtirish uchun to'rtli yuza oldingi qismini tebranish amplitudasi keyingi qimiga nisbatan yuqori bo'lishi talab etiladi. Bunda paxta momig'ini surilishi tezlashadi. Shuning uchun $s'_2/s'_1=(1,15 \div 1,25)$ oralig'ida bo'lishi maqsadga muvofiqdir, ya'ni oldingi tayanchlar 7IPR13-46 markali rezinadan, ketingi tayanchlar amortizatorlari 3826MVS markali rezinadan foydalanish tavsiya etiladi. 26-rasmda to'rtli yuza massasi va amortizator bikrliklarini uning tebranish qonuniyatiga ta'siri keltirilgan.

Ular tahliliga ko'ra to'rtli yuza inersiya momenti qancha yuqori bo'lsa uning tebranish amplitudasi va tezligi shuncha kichik bo'ladi. Olingan 27-rasmda ishlab chiqilgan vintli konveyer vinti ostidagi egri teshiklari bo'lgan to'rtli yuza amortizatorli tayanchlarini siljish va tezlik tebranishlari amplitudasini o'zgarishini to'rtli yuza inersiya momentiga bog'liqlik grafiklari keltirilgan.



1,2,7,7- $A_z=f(J_z)$; 3,4,5,6- $A_z=f(J_z)$;
 1,3 $c'_2/c'_1=1,1$; 2,4- $c'_2/c'_1=1,3$;

5,6,7,8- s_1 tayanchda; 1,2,3,4- s_2 tayanchda

27-rasm. Ishlab chiqilgan vintli konveyer vinti ostidagi egri teshiklari bo'lgan to'rtli yuza amortizatorli tayanchlarini siljish va tezlik tebranishlari amplitudasini o'zgarishini to'rtli yuza inersiya momentiga bog'liqlik grafiklari

Mos ravishda $c'_2/c'_1=1,3$ qilib olinganida oldingi tayanch tebranish amplitudasi A_z qiymatlari $1,61 \cdot 10^{-3}$ m dan $0,62 \cdot 10^{-3}$ m gacha o'zgarsa, ketingi tayanchlarda A_z qiymatlari $1,48 \cdot 10^{-3}$ m dan $0,51 \cdot 10^{-3}$ m gacha pasayadi. Tezlik amplitudasi A_z oldingi tayanchlarda $1,07 \cdot 10$ m/s dan $0,39 \cdot 10$ m/s gacha pasaysa, ketingi tayanchlarda $0,91 \cdot 10$ m/s dan $0,34 \cdot 10$ m/s gacha kamayadi. Demak, to'rtli yuza o'rta qismi tebranish amplitudasini $(1,0 \div 1,5)10^{-3}$ m oralig'ida bo'lishi hamda $s'_2/s'_1=(1,15 \div 1,25)$ oralig'ida bo'lishini ta'minlash uchun to'rtli yuza inersiya momentini $J_z \leq (0,29 \div 0,35)$ kgm² oralig'ida bo'lishi maqsadga muvofiqdir. Bu yerda olingan grafik bog'lanishlar nazariy natijalar bilan farqi $(4,5 \div 6,5)\%$ dan oshmaydi.

Dissertatsiyaning **“Paxta momiq‘ini tashuvchi va tozalovchi yangi konstruksiyali vintli konveyerni ko‘p omilli tajriba tadqiqotlari natijalari”** deb nomlangan beshinchi bobida To‘lqinsimon yuzali vintli konveyer va uztish mexanizmiga o‘rnatilgan qayishqoq elementli zanjirli uzatma parametrlarining maqbul qiymatini aniqlash uchun to‘liq omilli tajribalar natijalari keltirilgan.

Qabul qilingan kiruvchi omillar: X_1 -to‘lqinsimon vintdagi to‘lqin amplitudasi, X_2 -to‘lqinsimon vintning aylanishlar soni, X_3 -vint sirtidagi to‘lqin qadami, bunda chiquvchi omillar sifatida momiqni tozalash samaradorligi qabul qilindi.

Bunda regressiya tenglamasi quyidagicha bo‘ldi:

$$\bar{Y}_R = 7,41 + 0,0542X_1 - 0,255X_2 - 0,375X_3 + 0,193X_1X_2 - 0,163X_1X_3 + 0,075X_2X_3 + 0,064X_1X_2X_3$$

Kiruvchi omillarning tavsiya qiymatlari quyidagicha tanlandi: to‘lqinsimon vintdagi to‘lqin amplitudasi - $7,5 \cdot 10^{-3}$ m; to‘lqinsimon vintni aylanishlar soni - 28 ayl/min; vintdagi to‘lqin qadami - $0,6 \cdot 10^2$ m.

Tajriba natijalarini tahlili. Tadqiqotlarni yanada oydinlashtirish maqsadida tenglamani sonli yechimini EXM ning Exsel dasturida yechilib, parametrlarni bog‘liqlik grafiklari olindi.

Kiruvchi omillarning tavsiya qiymatlari quyidagicha tanlandi:

- to‘lqinsimon vintdagi to‘lqin amplitudasi - $7,5 \cdot 10^{-3}$ m;
- to‘lqinsimon vintni aylanishlar soni - 28 ayl/min;
- vintdagi to‘lqin qadami - $0,6 \cdot 10^2$ m.

Ushbu tavsiya qiymatlarida to‘lqinsimon yuzali vintli konveyerda momiqni tozalash samaradorligini ($8,15 \div 8,2$)% oralig‘ida bo‘lishi ta‘minlanadi.

Momiqni tashuvchi va tozalovchi qayishqoq elementli teshiklari ovalsimon to‘rli yuzasi bo‘lgan konveyer konstruksiyasi parametrlarini asoslash bo‘yicha to‘liq omilli tajribaviy tadqiqotlar o‘tkazildi.

Bunda konveyerda momiqni tozalash samarasiga (chiquvchi omil) ta‘sir etuvchi omillar sifatida kiruvchi omillar X_1 -vint vali aylanish tezligi (ayl/min), X_2 -to‘rli yuza teshiklari og‘maligi (gradus), X_3 -to‘rli yuza tayanchlarining amortizatorlari bikrligi, ko‘rsatkichlari olingan.

Bunda regressiya tenglamasi quyidagicha bo‘ldi:

$$Y_{R1} = 91,68 - 10,58x_1 - 4,93x_2 - 5,01x_3 - 10,16x_1^2 - 8,98x_2^2 - 6,23x_3^2$$

Xulosa qilib, shuni aytish mumkinki, o‘tkazilgan tajriba natijalarini statistik tahlilidan va optimallashtirish yechimlari chizmalari natijasiga ko‘ra paxta tozalash korxonalarini presslash sexida momiq (lint) tarkibidan iflosliklarni ajratib olish uchun qayishqoq tayanchli to‘rli yuzali vintli konveyer qurilmasi yordamida (I sort Andijon-36) paxta tarkibidan 94,7-98,7% lint, (II sort Andijon-36) paxta tarkibidan 93,9-97,6% lint, (III sort Andijon-36) paxta tarkibidan 93,6-97,5% lint ajratib olishga erishildi. Qurilmaning kiruvchi omillar sifatida qabul qilingan vint vali aylanish tezligi $X_1=65$ ayl/min, to‘rli yuza teshiklari og‘maligi esa $X_2=30$ gradus va to‘rli yuza tayanchlarining amortizatsiyalari bikrlik koeffitsientlari nisbati $s_2/s_1=1,25$ bo‘lganda jixozning yuqori resursini ta‘minlanishi hamda momiq (lint)ni tozalash samarasi bo‘yicha eng yuqori qiymatga erishiladi.

Dissertatsiyaning **“Tavsiya etilgan momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyerning samarali konstruksiyasini ishlab chiqarish qiyosiy sinov**

natijalari va iqtisodiy samaradorligi” deb nomlangan oltinchi bobida ovalsimon teshiklardan iborat to‘rli yuzali vint sirti to‘lqinsimon shaklda tayyorlangan vintli konveyerning ishlab-chiqarishda sinov natijalari va ushbu qurilmalarni sanoatga joriy etishdan kutiladigan iqtisodiy samaradorlik natijalari aks ettirilgan.

“Bo‘z paxta tozalash” va “Xo‘jaobod paxta tozalash” korxonalarida tavsiya qilingan vint sirti to‘lqinsimon shaklida tayyorlangan va qayishqoq elementli zanjirli uzatma konstruksiyasi qo‘llanilganda mavjud konstruksiyaga nisbatan momiq tarkibidagi turli xildagi ifloslik miqdorining kamayganligi, tashish jarayonidagi tozalash samaradorligi esa momiq sortlariga qarab 5,75% dan 10,54% ga oshganligini ko‘rsatdi, konveyer resursi 25% ga ortdi, zanjir roligi yedirilishi 3 marta kamaydi, shovqin 2,8 marta kamaydi.

Tadqiqot natijalarini ishlab chiqarishga tadbiriq etilganda qayta ishlanayotgan paxta xom ashyosidan olinayotgan tolaning sifat ko‘rsatkichlarini yaxshilanishi hisobiga yillik 163938,75 so‘m iqtisodiy samaraga erishildi.

“Art Soft Cluster Holding MChJ” ga qarashli Pop paxta tozalash zavodi hamda “Alyorteks” MChJ ga qarashli Jalaquduq paxta tozalash korxonalarida tavsiya qilingan vint sirti to‘lqinsimon va tebranuvchi teshiklari ovalsimon shaklda zonalar bo‘yicha 50x6, 45x4.5, 40x4 mm o‘lchamda tayyorlangan to‘rli yuza konstruksiyasi qo‘llanilganda mavjud konstruksiyaga nisbatan momiq tarkibidagi turli xildagi ifloslik miqdorining kamayganligi, tashish jarayonidagi tozalash samaradorligi esa momiq sortlariga qarab 6,94% dan 11,48% ga oshganligini ko‘rsatdi va konveyer resursi 25% ga ortdi.

Tadqiqot natijalarini ishlab chiqarishga joriy qilinishi natijasida yillik 177,9 mln. so‘m iqtisodiy samaraga erishildi.

XULOSA

1. - momiqni tashuvchi va tozalovchi to‘lqinsimon yuzasi bo‘lgan vintli konveyer konstruktiv sxemasi ishlab chiqildi;

- qayishqoq tayanchlarga o‘rnatilgan tebranuvchi to‘rli yuzali vintli konveyer konstruksiyasi tavsiya etildi;

- ikki vintli samarali konveyer konstruktiv sxemasi ishlab chiqildi;

- og‘ma ovalsimon teshiklari bo‘lgan qayishqoq tayanchlar o‘rnatilgan uch zonali to‘rli yuzali vintli konveyer konstruktiv sxemasi ishlab chiqildi;

- momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyerlar uchun resurstejamkor qayishqoq elementli zanjirli uzatma konstruksiyasi tavsiya etildi.

2. Tavsiya etilgan vintli konveyerni uzatish mexanizmlari bajarilish variantlari (tasmali, zanjirli uzatmalar, mufta) bo‘yicha mos ravishda bir massali uch va to‘rt massali mashina agregatlari dinamik va matematik modellarni elektr yuritgich mexanik harakteristikasini, sistemalar inersion, dissipativ-bikrlik hamda momiqdan kelayotgan qarshilik momentlarini vintni har uchchala zonalari bo‘yicha inobatga olib ishlab chiqilgan.

3. Bir massali mashina agregati masalasini sonli yechimi asosida momiqni tozalash tashqi konveyeri vintli valining burchak tezligini o‘zgarish qonuniyatlari olindi. Vint burchak tezligi qamrovini vint sirtidagi to‘lqinlar balandligiga

bog'liqlik grafiklari qurildi. Tajriba tadqiqotlari natijalariga ko'ra $\Delta\dot{\phi}_e \leq (2,5 \div 3,5)c^{-1}$ oraligida bo'lishini momiqni titilganlik darajasi inobatga olinganida (har uchchala zona bo'yicha) vint valining burchak tezligini notekislik koeffitsienti $(6,5 \div 10,5)\%$ gacha kamayadi. Shuning uchun vintli konveyerdagi aylanish tezligini, ya'ni vintli konveyer ish unumini oshirish imkoni yaratiladi.

4. Uch massali mashina agregati dinamika masalasi yechimi asosida yuritgich rotori, vintli konveyer, vallardagi burovchi momentlar, burchak tezliklarining o'zgarish qonuniyatlari olindi. Tadqiqotlar natijalariga ko'ra momiqni tashish va tozalashda texnologik qarshilik har uchchala zonalar bo'yicha inobatga olinganida yuritgich rotori va vint vali burchak tezliklari sezilarli darajada ortdi. Shuning uchun konveyer ish unumini $(4,5 \div 6,5)\%$ gacha oshirish mumkinligi aniqlandi.

5. Texnologik qarshilik zonalar bo'yicha kamayganligi yuritgich rotori validagi moment va uning tebranish qamrovi $(5,2 \div 7,3)\%$ gacha kamayganligi uchun rotor va vint validagi burchak tezliklar notekisliklar koeffitsientlari pasayishi hisobiga mashina agregati masalalari inersiya momentlarini $J_{dp}=(1,95 \div 2,3) \text{ kgm}^2$ va $J_e=(4,3 \div 4,5) \text{ kgm}^2$ oralig'ida olish tavsiya etildi. Paxta momig'ini tashish va tozalashda undan kelayotgan umumiy texnologik qarshilik zonalar bo'yicha kamayishi hisobiga rotor va vint vali tezligi ravonlashadi. Vint valini yetarli darajadagi tezligi tebranishlarni ta'minlash uchun zanjirli uzatma va mufta bikrlilik koeffitsientlari nisbatini $s/c_r=(0,72 \div 0,81)$ oralig'ida olish tavsiya qilingan.

6. Tavsiya etilgan vintli konveyerni to'rt massali mashina agregati dinamik va matematik modellari ishlab chiqildi. Sonli yechim asosida:

- ishchi organlari va yuritmalari harakat qonunlari aniqlandi;

- tavsiya etilgan momiqni tashuvchi-tozalovchi vintli konveyer reduktori chiqish validagi, mufta va vint vallaridagi burchak tezliklar va burovchi momentlarni ish unumiga bog'liq ravishda o'zgarish grafiklari olindi. Demak ish unumi $(180 \div 200) \text{ kg/soatdan}$ oshmaganda tavsiya qiymatlari: $\dot{\phi}_B=(55 \div 60) \text{ s}^{-1}$; $\dot{\phi}_P=(80 \div 90) \text{ s}^{-1}$; $\Delta\dot{\phi}_B=(6,0 \div 6,5) \text{ s}^{-1}$; $\Delta\dot{\phi}_P=(4,5 \div 5,0) \text{ s}^{-1}$. Qarshilik zonalar bo'yicha olinganida mos burchak tezliklar $(2,5 \div 3,5)\%$ oralig'ida ortganligi aniqlandi;

- vint burchak tezligi tebranish qamrovi xaddan tashqari ortib ketishi qo'shimcha titrashlarni, momiqni shikastlanishini ko'paytiradi. Demak $\Delta\dot{\phi}_B=(6,0 \div 6,5) \text{ s}^{-1}$; $\Delta\dot{\phi}_P=(4,5 \div 5,0) \text{ s}^{-1}$; oralig'ida bo'lishini ta'minlash uchun tasmali uzatma uchun tavsiya qiymatlarini $S_t=(280 \div 340) \text{ Nm/rad}$; $b_T=(3,3 \div 3,8) \text{ Nms/rad}$ orlig'ida tanlash maqsadga muvofiqdir;

- vint burchak tezligi tebranish qamrovini $(6,0 \div 6,5) \text{ s}^{-1}$ dan oshmasligini ta'minlash uchun mavjud variantda inersiya momenti qiymatlarini $J_e=3,8 \div 4,5) \text{ kgm}^2$ oralig'ida va tavsiya vaariantida konveyer vinti inersiya momentini tavsiya qiymatlari $J_e=(2,9 \div 3,5) \text{ kgm}^2$ tanlash maqsadga muvofiqdir.

7. Momiq bo'lagini to'liqsimon vint yuzasidagi tortish kuchini har uchchala zona bo'yicha aniqlash hisob sxemasi va formulalari olindi. Momiqni tozalash – tashish konveyerining to'liqsimon yuzali vintida zonalar bo'yicha momiqni siljitish kuchlarini momiq massasiga bog'liqlik grafiklari qonuniyatlari aniqlandi. Vint qiyalik burchagi $(0,51 \div 0,77)$ gacha ortganida momiqni siljitish

kuchi I-zonada ($0,4 \div 1,05$) N, II-zonada ($0,63 \div 1,53$) N va III-zonada ($0,92 \div 2,6$) N gacha ortishi aniqlandi. Bunda momiqni tozalashda transportirovkasi masofasi kamayadi, ya'ni siljitish kuchi ortishiga olib keladi. Shuning uchun ushbu kuchni ortishini oldini olish uchun quyidagi qiymatlar tavsiya etiladi: III-zona $m_3=(1,6 \div 2,2)$ kg, $\alpha=0,6$ rad; II-zona $m_2=(2,2 \div 2,8)$ kg, $\alpha=0,63$ rad; I-zona $m_1=(2,8 \div 3,55)$ kg, $\alpha=0,65$ rad.

8. Momiqni tozalash – tashish konveyerining to'liqsimon yuzali vintida momiqni siljitish kuchini momiqni joylashish fazasiga bog'liqlik grafiklari qurildi. Ishqalanish koeffitsienti $f=0,4$ (I-zona), $f=0,35$ (II-zona), $f=0,3$ (III-zona) bo'lsa momiqni siljitish kuchi ham ortadi va uning kamayish qonuniyatlari 2,37 N dan 0,7 N (I-zona), 1,72 N dan 0,6 N (II-zona) va 1,4 N dan 0,2 N (III-zona) oralig'ida kamayadi. Bunda momiqning joylashish fazasining tavsiya qiymati I-zonada $\beta=0,65$ rad; II-zonada $\beta=0,6$ rad; va III-zonada $\beta=0,55$ rad; oralig'ida bo'lishi maqsadga muvofiqdir.

9. To'liqsimon yuzali vintli konveyerda momiq siljishini uni joylashish fazasiga bog'liqlik grafiklari qurildi. Momiqni tozalash samarasini yuqori bo'lishini ta'minlash uchun momiqni to'liqsimon yuzada har uchchala zonada joylashish fazasini $\beta = (0,5 \div 0,65)$ rad oralig'ida hamda to'liqinni egrilik radiusi $(0,8 \div 1,2) \cdot 10^{-2}$ m oralig'ida bo'lishi maqsadga muvofiqdir.

10. Elektrozometrik usulni qo'llab tajribaviy tadqiqotlar natijasida momiqni tashish va tozalash vintli konveyeri vint validagi va yetaklovchi yulduzcha validagi burchak tezliklari va burovchi momentlarning o'zgarish qonuniyatlari turli ish unumlarida aniqlandi. Momiqni tashuvchi va tozalovchi to'liqsimon yuzali vintli konveyer vint vali va uzatma yetaklovchi yulduzchasi valini burchak tezligini ish unumiga bog'liqlik grafiklari qurildi. Burchak tezlikni tebranish qamrovini ortishi momiqni qo'shimcha titilishiga va oxirgi natija hisobida uni tozalash samarasini ko'paytiradi. Lekin $\Delta\dot{\varphi}_6$ va $\Delta\dot{\varphi}_3$ larni $(3,5 \div 4,0) \text{s}^{-1}$ dan katta bo'lishi momiqni shikastlanishini ko'paytiradi, mashina resursini kamaytiradi. Shuning uchun parametrlarning tavsiya qiymatlari $h \leq (1,2 \div 1,4) \cdot 10^{-3}$ bo'lishi maqsadga muvofiqdir.

11. Momiqni tashuvchi va tozalovchi to'liqsimon yuzali vintli konveyer vinti validagi va uzatmani yetaklovchi yulduzcha validagi burovchi momentlarni o'zgarish qonuniyatlari tahlili asosida vintli konveyer validagi burovchi momentni ish unumiga va to'liqin amplitudasini o'zgarishiga bog'liqlik grafiklari qurildi. Burovchi momentni tebranish chastotasini ortishi momiqni qo'shimcha titilishiga, tozalash samarasini ortishiga olib keladi. Lekin M_3 ni tebranish chastotasini ortishi bilan zanjirli uzatma va reduktordagi tishli uzatmalarda zarbani, ishqalanish va yedirilishni ortishiga olib keladi. Shuning parametrlarni qiymatlarini, ayniqsa vint yuzasidagi to'liqin qadamini $(0,8 \div 1,0) \cdot 10^{-1}$ oralig'ida va ΔM_6 ni va ΔM_3 ni kamaytirish uchun to'liqin amplitudasini $h \leq (1,2 \div 1,4) \cdot 10^{-3}$ oralig'ida olinishi maqsadga muvofiqdir.

12. Vintli konveyer harakat qonuni va yuklanishga yuritmadagi tavsiya qilingan uzatma zanjiridagi rezinali vtulka ta'siri aniqlandi. Momiqni tashuvchi

tozalovchi vintli konveyer zanjirli uzatma yulduzchalari vallaridagi burovchi momentlarni tebranish qamrovini zanjir roligining qayishqoq vtulkasi bikrligiga bog'liqlik grafiklari qurildi. Zanjir roligi vtulkasini 3826 markadagi rezinadan, $S_r=15,5 \cdot 10^3 \text{N/m}$ bo'lishi tavsiya etildi. Shovqin miqdorini qo'llab mavjud va tavsiya qilingan momiqni tashuvchi va tozalovchi konveyerlardagi shovqinni o'zgarishi qonuniyatlari olindi. Momiqni tashuvchi va tozalovchi mavjud va tavsiya qilingan vtulkali konveyerlarda shovqin ko'rsatkichlari tavsiya qilingan vintli konveyerda shovqin mavjud vintli konveyerga nisbatan (10÷12)% gacha kamayishini aniqlandi va taqqoslandi.

13. To'rli yuza verktikal tebranishlari siljish va tezlik amplitudalarini konveyer ish unumini o'zgarishiga bog'liqlik grafiklari olingan. Tahlillarga asosan konveyer ish unumi $0,75 \cdot 10^2 \text{ kg/soatdan}$ $1,86 \cdot 10^2 \text{ kg/soatgacha}$ momiq tashilib tozalanganda to'rli yuzaning inersiya momenti $0,25 \text{ kgm}^2$ bo'lganida to'rli yuza tebranish amplitudasi $0,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ dan $0,46 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ gacha nochiziqli bog'lanishda ortib borsa, mos ravishda tezlikni tebranish amplitudasi $0,62 \cdot 10 \text{ m/s}$ dan $1,24 \cdot 10 \text{ m/s}$ gacha ortib borishi aniqlandi.

14. Tavsiya etilgan vintli konveyerning amortizatorli to'rli yuzasi siljish va tezlik tebranishlari amplitudalarini amortizatorlar bikrlilik koeffitsientlariga bog'liqlik grafiklari olingan. To'rli yuzani verktikal tebranishida $(1,0 \div 1,5) \cdot 10^{-3} \text{ m}$ oralig'ida bo'lishini ta'minlash uchun amortizatorlar bikrlilik koeffitsientlari $(0,225 \div 0,255) \cdot 10^5 \text{ N/m}$ oralig'ida bo'lishi, ya'ni 3806MVS markali rezinani qo'llanilishi maqsadga muvofiqdir.

15. Tavsiya etilgan momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyerning amortizatorli to'rli yuzasi siljish va tezlik tebranishlari amplitudasini amortizator bikrlilik koeffitsientlari nisbatiga bog'liqlik grafiklari qonuniyatlari aniqlangan. Paxta momig'ini samarali transportirovka qilish va tozalashni intensivlashtirish uchun to'rli yuza oldingi qismini tebranish amplitudasi keyingi qimiga nisbatan yuqori bo'lishi talab etiladi. Bunda paxta momig'ini surilishi tezlashadi. Shuning uchun $c'_2/c'_1=(1,15 \div 1,25)$ oralig'ida bo'lishi maqsadga muvofiqdir, ya'ni oldingi tayanchlar 7IPR13-46 markali rezinadan, ketingi tayanchlar amortizatorlari 3806MVS markali rezinadan foydalanish tavsiya etiladi.

16. Tavsiya qilingan to'lqinsimon sirtli vintli konveyerni to'liq omilli tajribalar natijalariga ko'ra parametrlarning quyidagi parametrlari aniqlandi: to'lqinsimon vintdagi to'lqin amplitudasi - $7,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$; to'lqinsimon vintni aylanishlar soni - 28 ayl/min ; vintdagi to'lqin qadami - $0,6 \cdot 10^2 \text{ m}$. Vint vali aylanish tezligi - 65 ayl/min ; to'rli yuza teshiklari og'maligi - 30 gradus ; to'rli yuza tayanchlarining amortizatori bikrlilik koeffitsienti - $2 \cdot 10^4 \text{ N/m}$.

Ushbu tavsiya qiymatlarida to'lqinsimon yuzali vintli konveyerda momiqni tozalash samaradorligini $(8,15 \div 8,2)\%$ oralig'ida bo'lishi ta'minlanadi.

17 Tavsiya qilingan momiqni tashuvchi va tozalovchi takomillashtirilgan to'lqinsimon yuzali vintli konveyerni va yuritkichida qayishqoq elementli zanjirli uzatmani Bo'z paxta tozalash zavodidagi qiyosiy ishlab chiqarish sinovi natijasiga ko'ra tozalash samaradorligi esa momiq sortlariga qarab 5,75% dan 10,54% ga oshganligini ko'rsatdi, konveyer resursi 25% ga ortdi, zanjir roligi yedirilishi 3 marta kamaydi, shovqin 2,8 marta kamaydi. Yillik iqtisodiy samaradorlik

163938,75 ming so'mni, Xo'jaobod paxta tozalash zavodida 161247,22 ming so'mni tashkil etdi.

Tavsiya qilingan momiqni tashuvchi va tebranuvchi to'rli yuzali takomillashtirilgan to'lqinsimon shaklidagi vintli konveyerni Pop paxta tozalash zavodida tozalash samaradorligi esa momiq sortlariga qarab 6,94% dan 11,48% gacha oshganligini ko'rsatdi, konveyer resursi 25% ga ortdi. Jalaquduq paxta tozalash zavodida esa tozalash samaradorligi momiq sortlariga qarab 7,78% dan 9,56% gacha oshganligini ko'rsatdi, konveyer resursi 25% ga ortdi. Yillik iqtisodiy samaradorlik Pop paxta tozalash zavodida 177930,40 ming so'mni, Jalaquduq paxta tozalash zavodida 163938,75 ming so'mni tashkil etdi.

**РАЗОВЫЙ НАУЧНЫЙ СОВЕТ ПО ПРЕСУЖДЕНИЮ УЧЕНОЙ
СТЕПЕНИ ДОКТОРА НАУК (DSc), ОРГАНИЗОВАННЫЙ НА ОСНОВЕ
НАУЧНОГО СОВЕТА PhD.03/30.09.2020.T.124.01 ПО
ПРИСУЖДЕНИЮ УЧЕНЫХ СТЕПЕНЕЙ АНДИЖАНСКОМ
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОМ ИНСТИТУТЕ**

АНДИЖАНСКИЙ МАШИНОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ИНСТИТУТ

ЮЛДАШЕВ КОЗИМЖОН КОМИЛЖОНОВИЧ

**НАУЧНЫЕ ОСНОВЫ РАЗРАБОТКИ И РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ
КОНСТРУКЦИЙ ВИНТОВЫХ КОНВЕЙЕРОВ ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ
СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ**

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

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

Тема диссертации доктора наук (DSc) зарегистрирована в Высшей аттестационной комиссии при Кабинете Министров Республики Узбекистан за B2022.4.DSc/T556

Диссертация выполнена в Андижанском машиностроительном институте.

Автореферат диссертации на трёх языках (узбекский, русский и английский (резюме)) размещен на веб-странице (www.andmiedu.uz) и информационно-образовательном портале «Ziyonet» по адресу (www.ziyonet.uz).

Научный консультант:

Джураев Анвар Джураевич
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты:

Каюмов Журамирза Абдирамович
доктор технических наук, доцент

Саримсаков Олимжон Шарипжанович
доктор технических наук, профессор

Азизов Шухрат Маматович
доктор технических наук, доцент

Ведущая организация:

Ферганский политехнический институт

Защита диссертации присуждает ученую степень при Андижанском машиностроительном институте PhD.№03/30.09.2020.T.124.01 разового ученого совета, присуждающего ученую степень доктора наук (DSc) на основе числового Научного совета 2025 г. “3” январь в 14⁰⁰ часов. Адрес: 170119, г. Андижан, ул. Бабуршаха, 56. Тел: (99874) 223-43-67; факс: (99874) 223-43-67; e-mail: info@andmiedu.uz; e-xat: andmi@exat.uz

С диссертацией можно ознакомиться в Информационно-ресурсном центре Андижанского машиностроительного института (зарегистрировано за №19 Адрес 170119, г. Андижан, просп. Бобуршаха, 56. Тел: (99891) 612-30-06; факс: (99874) 223-43-67; e-mail: andmi-arm@umail.uz)

Автореферат диссертации разослан 23 – декабрь 2024 года.

(реестр протокола рассылки № 19 от 23 – декабрь 2024 года).



У.М.Турдалиев
Председатель научного совета по
присуждению учёных степеней д.т.н., с.н.с

Ш.Х.Йулдашев
Ученый секретарь научного совета по
присуждению учёных степеней, д.ф.т.н., доцент.

К.З.Касимов
Председатель научного семинара при научном совете
по присуждению учёных степеней, д.т.н., профессор.

Актуальность и необходимость темы диссертации. На этапе развития мирового машиностроения среди всех направлений важное значение приобретает интенсивное внедрение в производство техники и технологий с высокой производительностью труда, обеспечивающих ресурсосбережение при транспортировке продукции, дальнейшее повышение качества и конкурентоспособности продукции. В мире растет потребность в хлопковом волокне и линта. По данным «Международного консультативного комитета по хлопку» (ICAC), за последние годы в мире было произведено 23,79 млн тонн хлопкового волокна, потребление которого составляет 24,51 млн тонн³. Ожидается, что потребление линта и волокна, а также спрос на нее в будущем также будут увеличиваться из-за интенсивно растущего населения. Рост спроса на хлопковое волокно, в свою очередь, требует постоянного повышения его качества и эффективности производства.

В мире проводятся научно-исследовательские работы, направленные на разработку новых научно-технических решений ресурсосберегающих технологий и технических средств по отделению мелких и крупных примесей из хлопкового сырья (пуха) перед получением продукции. Увеличение спроса на вату, в свою очередь, требует постоянного улучшения ее качества и эффективности производства. Для этого важно разработать высокоэффективные, ресурсосберегающие технологии очистки пуха, построение научного обоснования очистителей, а в связи с этим на предварительном этапе очистки пуха - обеспечить высокое качество работ в цехах. очистке от крупных и мелких примесей, а также экономии энергии и ресурсов, их технологического процесса, параметров и особое внимание уделяется обоснованию режимов работы.

На основе модернизации хлопкоочистительной промышленности в нашей республике осуществляется комплексная разработка шнековых конвейеров новой конструкции с вибрирующей сетчатой поверхностью, что обеспечивает их конкурентоспособность за счет повышения эффективности производства хлопковой продукции в отечественных и зарубежных странах. реализуются мероприятия по улучшению их качественных показателей и достигаются определенные результаты. В результате определения научно обоснованных параметров были поставлены задачи разработки конструкции с волнистой поверхностью, колеблющихся многоуровневых сетчатых поверхностей для очистки пуха. При реализации этих задач важно определить режим движения винтового конвейера с волнистой поверхностью, теоретическое обоснование амплитуд колебаний сетчатых поверхностей по зонам, определение законов движения с учетом особенности -диссипативное и технологическое сопротивление и получение оптимальных значений параметров.

³ <http://www.ica.org>

³ Указ Президента Республики Узбекистан № 60 от 28 января 2022 года

Новая стратегия развития Узбекистана на 2022-2026 годы, утвержденная Указом Президента Республики Узбекистан от 28 января 2022 года о УП в указе № 60⁴ определен ряд задач по развитию текстильной промышленности нашей страны, в том числе; в целях обеспечения производства продукции текстильной промышленности, исполнения постановления Президента Республики Узбекистан от 7 июля 2022 года № ПП-308 «О дополнительных организационных мерах по повышению урожайности хлопка, внедрению науки и инноваций в хлопководстве» Кабинет министров в соответствии с постановлением от 11 января 2023 года № 11, в том числе по совершенствованию процесса хлопкоочистки, утвердил, данное диссертационное исследование в определенной степени служит реализации задач, поставленных перед отраслью на основе разработки ресурсосберегающих методов и средств очистки, повышения качества и эффективности линта и обеспечения конкурентоспособности продукции.

Обзор зарубежных научных исследований по теме диссертации. Ведущие университеты мира по повышению эффективности и ресурсосбережения винтовых конвейеров в том числе Наньянский технологический университет (Китай) Карабукский университет (Турция) Handong Global University (Корея) Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова (Россия) Московский государственный технический университет имени Н.Е.Баумана (Россия) и в ряде других престижных технических институтов и университетов ведущие ученые проводят научные исследования.

Ведущими учеными многих зарубежных стран ведутся научно-исследовательские работы по созданию теоретико-фундаментальных, практических вопросов и методологических основ транспортировки различных видов продукции на винтовых конвейерах. В частности, С.Н.Байбара в результате теоретических и экспериментальных исследований на вертикально-винтовом конвейере установлено, что максимальная производительность работы винта при транспортировке сыпучих материалов зависит от высоты спирали и ее угла. Доказано, что для адекватного обеспечения производительности винтового конвейера боковые стенки загрузочной воронки должны быть выполнены под другим углом по отношению к спирали. Т.В.Овчинникова с аналитическими и экспериментальными зависимостями производительности, мощности и энергоемкости винтовых конвейеров очистки от легких примесей обосновала зависимость коэффициента трения транспортируемого материала от числа и угла расположения лопастей винта. Д.П.Часовым были проведены научно-исследовательские работы по повышению производительности винтовых конвейеров. При экспериментальных испытаниях угол наклона спирали и установка дополнительных лопастей на спираль доказали эффективность работы винтовых конвейеров Н.Жигар, П.Сумант, С. Снехала заключается в

модификации винтовых конвейеров путем удаления винтового вала и применения обобщенной методики проектирования винтового конвейера без вала. Производительность винтового конвейера зависит от диаметра винта, площади винта, скорости вращения винта и эффективности загрузки площади поперечного сечения винта. Потребляемая мощность винтового конвейера в основном зависит от длины винтового конвейера, производительности, общего коэффициента сопротивления и типа транспортируемого продукта, абразивности, размера зерна, внутреннего сопротивления, а также от степени заполнения оболочки. Текущая модель потока продукта, транспортируемого на вертикальном винтовом конвейере, была создана Jianming Yuan, Mingzhi Li, Fangping Ye и Zhenhui Zhou, и был проведен адекватный математический анализ процесса транспортировки. При этом параметры коэффициента трения частиц транспортируемого продукта определяются методом дискретных элементов (DEM-Discrete element Method) с последующим использованием макроскопических свойств угла наклона частиц. Обосновал зависимость потока частиц продукта, движущихся на винтовом конвейере, угла их кручения и коэффициентов трения от производительности его работы.

Соответствие исследований приоритетным направлениям развития науки и техники Республики. Данное исследование является частью программы развития науки и техники Республики II. Оно проводится в рамках приоритета «Энергетика, энергия и ресурсосбережения».

Степень изученности проблемы. Технология и техники переработки хлопка, в том числе совершенствования машин и процессов очистки и транспортировке лinters, повышения производительности труда, получения качественного лinters занимались зарубежные ученые, в частности, E. Whitney, S.Z. Hall, T. Elliot, S.E. Xughs, R.N. Rakoff, A.V. Stalney, R.G. Hardin, P.A. Funk и др.

Известными учеными нашей страны К.Ж.Жуманиязов, А.Султанов, И.В.Морин, И.А.Анакин, Е.М.Гутьяр, Г.И.Мирошниченко, Х.Т.Ахмедходжаев, А.Джураев, М.М.Жамалова, А.Я.Ямпольский, А.М.Григорьев, Х.Ж.Абдугаффаров, Н.Жураев, О.Тешабоевым и многими другими учеными проведена значительная научно-исследовательская работа по созданию теоретико-фундаментальных, практических вопросов и методологических основ транспортировки хлопка и семян, а также лinters в технологическом процессе первичной переработки хлопкового сырья.

В настоящее время, основываясь на мировом опыте, в достаточной степени проведены исследования технологии строения механизмов технологических машин, построения кинематических и динамических схем, их анализа и синтеза, транспортировки хлопкового сырья (хлопка, семян, лinters) с использованием винтовых конвейеров. Кроме того, винтовые конвейеры для повышения производительности, эффективности очистки не было проведено достаточных исследований по применению винтовых конвейеров с вибрирующими сетчатыми поверхностями, дальнейшему повышению эффективности очистки лinters за счет вибраций,

совершенствованию теоретических основ. Поэтому важно разработать высокопроизводительные конструкции винтовых конвейеров с вибрирующими сетчатыми поверхностями, повысить эффективность очистки транспортируемых пробок от различных загрязнений, увеличить ресурс машин, получить качественного линта.

Связь диссертационного исследования с планами научно-исследовательской работы высшего учебного заведения, в котором была выполнена диссертация. Диссертационное исследование связана с работами ИТІ, выполненными на основе государственного бюджета Андижанским машиностроительным институтом ИТD-9-03 «Совершенствование и оптимизация схем ходовых механизмов технологических машин первичной обработки хлопка» (2012-2013 гг.), УоА-9-14 «Технология разделения хлопка и совершенствование конструкции рабочих органов машин» (2014-2015 гг.), УоОТ-АТЕХ-2018-93 «Разработка и расчет параметров ресурсосберегающей конструкции цепных редукторов в управлении технологического оборудования для производства масла из растения» (2018-2019 гг.)

Целью исследования является разработка эффективных конструкций винтового конвейера с волнистой поверхностью роликковой цепи с роликковым элементом, несущим линта и очищающим ленточным элементом, а также винтового конвейера с волнистой поверхностью с колеблющейся сеткой с изогнутыми, отклоненными отверстиями, анализ научных основ определения параметров на основе комплексных теоретических и экспериментальных исследований.

Задачи исследования включают в себя:

разработка усовершенствованной эффективной конструктивной схемы транспортировки линта и очистного конвейера с волнообразной поверхностью винта и сетчатой поверхностью с изогнутыми криволинейными отверстиями;

решение задачи о динамике агрегата винтового конвейера с сетчатой поверхностью по зонам с учетом механических характеристик электродвигателя, момента сопротивления линта и инерционных параметров, определения закона движения винта;

разработаны динамические и математические модели одномассового, трехмассового и четырехмассового машинного агрегата с различными предложенными механизмами винтовой конвейерной передачи для определения законов движения рабочих органов и механизмов на основе численного решения;

определение удельных частот вибрации, показателей вертикальной и горизонтальной вибрации сетчатой поверхности винтового конвейера с ленточной опорой в зависимости от опорных узлов по зонам;

определение по зонам силы перемещения линта на поверхности винта волнообразной формы сетчатого поверхностного конвейера, состоящего из трех частей, несущей и очищающей линт, зависимости расстояния перемещения от фазы его расположения, обоснование параметров;

В результате экспериментальных исследований электротензометрическим методом на экспериментальном варианте предложенной колеблющейся кривой, сетчатой поверхности шнекового конвейера с колеблющимися отверстиями, законы угловых скоростей и моментов на винтовом валу лентанесущего и очистительного винтового конвейера были разделены на зоны для определения в различных рабочих продуктах;

исследование влияния на крутящий момент и частоту вращения амплитуды и шага волны на опорных поверхностях сетки электротензометрических и магнитоэлектрических экспериментальных методов в экспериментальном экземпляре винтового конвейера с рекомендуемыми колебательными кривыми, отклоняющимися отверстиями;

определение оптимальных значений параметров рекомендуемого винтового конвейера с волнистой поверхностью по результатам полнофакторных экспериментов.

Объектом исследования является модернизированный винтовой конвейер транспортировки и очистки лент с криволинейной и криволинейной сетчатой поверхностью, винтовой поверхностью волнистой формы, цепным приводом, а также технологические процессы транспортировки и очистки лент.

В качестве предмета исследования были получены конструктивные и расчетные схемы цепной передачи конвейерного и ременного элемента с изогнутыми, отклоненными от оси отверстиями, поверхностями с колеблющейся сеткой, волнистой поверхностью винта, математические модели, результаты их численных решений, полученные законы движения, графики связи параметров и рекомендательные значения параметров винтового конвейера.

Методы исследования. В ходе исследования использовались методы высшей математики, теоретической и прикладной механики, теории колебаний, математической статистики и теории вероятностей, планирования и оптимизации экспериментов, измерения, сравнения, оценки и тензометрических измерений.

Научная новизна исследования заключается в следующем:

конструкция винтового конвейера для переноса и очистки лент оснащена изогнутыми отверстиями, которые обеспечивают крепление сетчатых поверхностей к корпусу с помощью резиновых амортизаторов по зонам, а также обеспечивают эффективное разделение отходов, поверхность винта улучшена быть волнистым;

с учетом результатов анализа уравнений, выражающих динамику одномассового агрегата винтового конвейера, механических и динамических характеристик электротранспортера, разработаны выражения инерционных параметров, технологических и фрикционных сопротивлений и были определены их рациональные ценности;

на основе численного решения задачи динамики трехмассового машинного агрегата получены законы изменения крутящего момента и угловых скоростей ротора электропривода, вала винтового конвейера;

на основе решения динамической и математической моделей линтаносно-очистительного винтового четырехмассового агрегата установлены законы изменения угловых скоростей и моментов на выходном валу редуктора, муфтовом и винтовом валах в зависимости от производительности работы;

определение силы вытягивания линта по зонам на основе анализа движения куска линта по волнистой винтовой поверхности в винтовом конвейере с колеблющейся сетчатой поверхностью винтового конвейера с волнистой поверхностью из трех частей, отверстия изогнуты и разработаны схема и формула расчета кривых и определены значения;

по результатам анализа законов зависимости от скорости вращения и коэффициентов диссипативности ременной передачи крутящего момента на винтовом валу и угловой скорости винтового вала в винтовом линтаносно-очистительном машинном агрегате $\Delta\dot{\phi}_6=(6,0\div 6,5) \text{ s}^{-1}$; $\Delta\dot{\phi}_p=(4,5\div 5,0) \text{ s}^{-1}$; следить за тем, чтобы оно находилось в пределах рекомендуемых значений для ременной передачи $S_T=(280\div 340)\text{Nm/rad}$; $\mathcal{B}_T=(3,3\div 3,8)\text{Нм/рад}$ находится в пределах;

винт основан на том, чтобы значения момента инерции находились в диапазоне $J_6=(3,8\div 4,5) \text{ kgm}^2$, чтобы гарантировать, что угловая скорость не превышает покрытие колебаний $(6,0\div 6,5) \text{ s}^{-1}$;

по результатам плановых экспериментальных исследований разработаны методы снижения шума, основанные на закономерностях изменения шума конвейеров транспортировки и очистки линта.

Практическими результатами исследования являются:

разработана конструкция цепного конвейера винтом с волнистой поверхностью, эффективно транспортирующий и очищающий линта;

определяется нагрузка на вал конвейерного винта, частота вращения и величина шума;

скорость вращения винтового клапана - 65 об/мин; отклонение отверстия в сетчатой поверхности -30 градусов; амортизатор сетчатой поверхности поддерживает коэффициент прочности - $2\cdot 10^4 \text{ Нм}$;

благодаря применению вибрирующей сетчатой поверхности в винтовом конвейере при транспортировке хлопка (линта), а также тому факту, что поверхность винта выполнена волнообразной, эффективность очистки линта от 6,94% до 11,48% в зависимости от сорта хлопка, было установлено, что ресурс работы конвейера увеличился на 25%.

Достоверность результатов исследования. Сопоставление результатов теоретических и экспериментальных исследований законов движения и нагружения параметров винтового конвейера с волнистой поверхностью для повышения эффективности линтаносящего и очистительного винтового конвейера, положительные результаты при утверждении и внедрении, а также сравнение результатов, их адекватность по критериям оценки, объясняется положительными результатами

проведенных экспериментов и их сравнительным анализом с данными в рассматриваемой области науки.

Научно-практическая значимость результатов исследования. Были разработаны эффективные конструкции винтовых конвейеров, несущих и очищающих линтов, с усовершенствованной конструкцией, с поверхностью с колеблющейся сеткой, с волнистой поверхностью винта, с роликовой цепной передачей с ленточным элементом в передаточном механизме. На основе теоретических исследований были выявлены законы движения рабочих органов, обоснованы оптимальные значения параметров. Проанализирована динамика линтового носителя и очистительного конвейера. На основе экспериментальных исследований получены характеристики нагрузки, рекомендованы режимы транспортировки и очистки, что объясняет научный потенциал.

Практическая значимость исследования объясняется тем, что были разработаны экспериментальные экземпляры винтового конвейера, несущего и очищающего линта, параметры которого были обоснованы на основе полных факторных исследований, и высокая эффективность по результатам сравнительных исследований.

Внедрение результатов исследования. По результатам исследований винтовых конвейеров для транспортировки и очистки линта:

Конструкция винтового конвейера получила патенты на полезную модель и изобретения Агентства интеллектуальной собственности Узбекистана («Сепная передача» № IAP 06200-2020, «Винтовой конвейер» № IAP 06472-2021, «Винтовой конвейер» № ФАП. 02207-31.01.2023, Конвейер «Винтовой» № IAP 07387-2023, Конвейер винтовой № IAP 20220404. В результате появилась возможность увеличить срок службы передаточных деталей, эффективность очистки;

винтовой конвейер с волнообразной поверхностью для транспортировки и очистки линта, а также цепная передача с ременным элементом, установленная на передаточном механизме, внедрены в производство на предприятии «Боз хлопкоочистка» в системе ОАО «Узпахтасаноат» (справка ОАО «Узпахтасаноат» № 03-18/2054 от 30 июля 2020 года). В результате средняя эффективность очистки при транспортировке линта увеличилась с 5,75% до 10,54% в зависимости от сорта линта, ресурс конвейера увеличился на 25%, износ ролика цепи уменьшился в 3 раза, а шум - в 2,8 раза;

конструкция винтового конвейера с вибрирующей сетчатой поверхностью, транспортирующей и очищающей линта, была использована в производственном процессе на хлопкоочистительном заводе «Поп», принадлежащем ООО «Art Soft Cluster Holding» в Наманганской области «Узбекистанского хлопко-текстильного кластера». Ассоциации «Хлопко-текстильные кластеры Узбекистана» (справка № 03-22/192 от 30 апреля 2024 года). В результате винтовой конвейер работает бесперебойно за счет применения винта с волнистой поверхностью и сетчатой поверхности, закрепленных на опорах с эластичными элементами, выполненными

размерами 50x6, 45x4,5, 40x4 мм с овальными отверстиями. Поверхность винта, выполненная в волнистой форме, воздействует на транспортируемый линт с различной силой. Также транспортируемый линт до некоторой степени вибрирует, взаимодействуя с поверхностями винта волнистой формы под определенными углами. Благодаря этому отходы, зажатые между прутьями с различной силой, эффективно отделялись и опускались вниз через сетчатые поверхности, отверстия которых устанавливались на опорах с эластичным элементом, выполненным в форме овала 50x6, 45x4,5, 40x4 мм. Результат показал увеличение эффективности очистки транспортируемого линта с 6,94% до 11,48% на основе применения рекомендованного винтового конвейера новой конструкции.

Апробация результатов исследования. Результаты исследования обсуждались на 40 научных конференциях, в том числе на 33 международных и 7 республиканских научных конференциях.

Публикация результатов исследования. По диссертации опубликовано 74 научных работы, в том числе 3 изобретения Агентства интеллектуальной собственности Республики Узбекистан, 1 патент на полезную модель, 1 монография, 2 научные статьи в научных журналах, входящих в базу scopus, 27 научных статей в научных журналах, рекомендованных к публикации Высшей аттестационной комиссией Республики Узбекистан, в том числе 1 опубликовано в зарубежных журналах.

Структура и объем диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, шести разделов, общего заключения и рекомендаций, списка использованной литературы и приложений. Объем диссертации 205 страниц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ ДИССЕРТАЦИИ

Во введении обосновывается актуальность и необходимость проведенного исследования, описываются цели и задачи исследования, объект и предмет исследования, указывается соответствие приоритетным направлениям развития науки и техники Республики, излагается научная новизна и практические результаты исследования, освещается научно-практическая значимость полученных результатов, осуществляется внедрение результатов исследования в производство, представлены опубликованные работы и сведения о структуре диссертации.

В первой главе диссертации, озаглавленной **«Анализ исследований по совершенствованию конструкций винтовых конвейеров в технологических машинах»**, рассматривается современное состояние винтовых конвейеров на хлопкоочистительных предприятиях, проведенные научно-исследовательские работы, применение винтовых конвейеров в процессе очистки линта от примесей, анализ зарубежной техники и технологий хлопкоочистительной промышленности, действующей в нашей республике, по совершенствованию механизмов передачи, а также конструктивные особенности винтовых конвейеров, перечислены типы и характеристики винтовых конвейеров, винтового конвейера для транспортировки и измельчения, винтового конвейера для транспортировки

сыпучих и фрагментированных материалов, самоочищающегося винтового конвейера, транспортера для разлива и конвейера для очистки. На сегодняшний день исследован и обоснован рабочий процесс транспортировки хлопкового сырья (хлопка, семян, линт) винтовыми конвейерами. Кроме того, недостаточное внимание уделяется вопросам, вызывающим снижение производительности труда вследствие вынужденной остановки основных технологических машин на производстве, а также образованию заторов, возникающих в процессе транспортировки линта.

Во второй главе диссертации, озаглавленной «**Разработка эффективных конструктивных схем линтанесущих и очистительных винтовых конвейеров**», представлены винтовые конвейеры новой конструкции, их схемы и принципы работы.

Поставленная задача достигается за счет увеличения ударной поверхности и силы трения конструкции винтового конвейера, а также направления силы воздействия винта на транспортируемый волокнистый материал.

Нижняя рабочая часть жёлоба выполнена в виде сетки. Перемещение груза по жёлобу осуществляется с помощью винтовых обмоток. Поверхность винтовой обмотки имеет вид гармошки (линии и канавки), высота - размер волокна сделано равным (4...7) мм. Такая форма рабочей поверхности увеличивает поверхность контакта хлопка, повышает уровень очистки и очищающий эффект. Конструкция поясняется чертежами: Рис. 1 - Винтовой конвейер, выполненный волнистой формы, сечение А-А и часть винтовых витков.

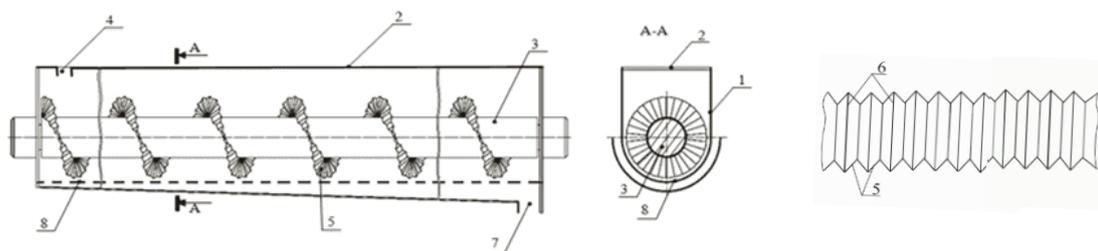


Рисунок 1. Рекомендуемая схема винтового конвейера:

1-жёлоб, 2- крышка жёлоба, 3-вал винта, 4,7- место входящего и выходящего продукта, 5,6- винтовая обертка волнистой формы, 8-сетка

Винтовой конвейер жёлобом 1 с полуцилиндром в нижней части, закрыт крышкой 2. Внутри жёлоба 1 находится винт 3 на валу транспортируемого материала. В верхней части жёлоба 1 есть отверстие 4, а в конце-выходное отверстие 7. Нижняя рабочая часть жёлоба 1 выполнена в виде сетчатой поверхности 8. Рабочие поверхности обмотки имеют форму 3 зигзагообразных фигур 5 и состоят из линий и канавок в форме треугольника. Высота треугольника 5 размер семени (4...7) мм. Стороны треугольника 6 расположены параллельно друг другу.

Рекомендована эффективная конструкция винтового конвейера, несущего и очищающего линта (рис. 1). Нижняя рабочая часть жёлоба конвейера 1 выполнена в виде сетки 8. Внутри корпуса 1 на валу 3

установлен винт 5 с волнистой поверхностью. Очищенный линт выходит через 7 прорезей. Винтовой лист изготавливают в 5-волнистой форме, смешивая транспортируемый линт и увеличивая титрование, усиливая выход отходов из щелей оболочки в 8-сетке.

Для быстрой и качественной транспортировки хлопка (линт) и эффективной очистки был разработан винтовой конвейер с волнистой поверхностью с вибрирующей сетчатой поверхностью предлагаемой новой конструкции. На основе этой конструкции производительность винтового конвейера, периодичность работы механизмов, и эффективность очистки линта значительно возросла. Это связано с тем, что на нижнюю желобковую часть конвейера новой конструкции через ленточные опоры были установлены сетчатые поверхности, отверстия которых выполнены в трех секциях овальной формы, плоская поверхность винта заменена волнистой, особое внимание уделено отверстиям сетчатой поверхности (рис.2). Нижняя рабочая часть трубы изготавливается в виде сетчатой поверхности. Перемещение груза по канавке осуществляется поворотами вращающегося винта, рабочая поверхность поворотов винта выполняется волнообразной. Сетчатая поверхность крепится с помощью резиновых прокладок (амортизаторов) и разделяется по длине на три части, а толщина резиновых амортизаторов регулируется в зависимости от направления транспортируемого материала. Отверстия сетчатой поверхности делали криволинейными, устанавливали перпендикулярно направлению винта. При этом радиусы кривизны отверстий увеличиваются в процессе проталкивания материала по длине винта.

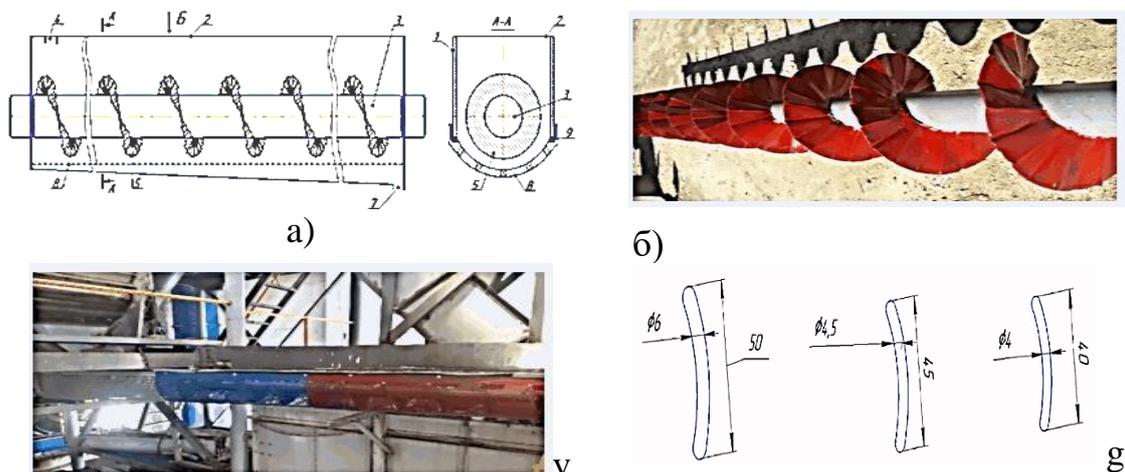


Рисунок 2. Винтовой конвейер новой конструкции

а- схема винтового конвейера, б - винт волнистой формы, в-поверхность сетки, г - размеры отверстий для поверхности сетки

Важно отметить, что волокна (хлопок) будут меньше ворошиться в начальной части винта и больше титроваться в конце. Поэтому колебания поверхности сетки в первой зоне максимальны за счет толщины резинового амортизатора (до 5,0 мм), а в третьей зоне выхода за счет минимальной амплитуды (толщина резинового амортизатора 3,0 мм). Радиус кривизны

отверстий сетки в первой зоне позволяет ее увеличенной площади удалять большое количество отходов, а в зоне выхода площадь отверстий уменьшается и позволяет удалять оставшиеся отходы. Отверстия для сетчатой поверхности изготавливались разных размеров 50x6 мм, 45x4, 5 мм и 40x4 мм. Было обнаружено, что эффективность очистки линта винтового конвейера с вибрирующей сеткой с ленточным элементом коррелирует с размерами отверстий на поверхности сетки, а также с волнистостью поверхности винта. При существующей технологии эффективность очистки линта намного меньше. Это указывает на более низкие затраты на подготовку механизмов, более низкую годовую экономическую эффективность.

Оказалось, что при нанесении сетчатой поверхности с размерами отверстий 50x6 мм, 45x4, 5 мм, 40x4 мм, изменяется производительность работы конвейера и значительно повышается эффективность очистки линта.

Поэтому рекомендуется подготовить размеры сетчатой поверхности 50x6 мм, 45x4,5 мм, 40x4 мм (рис.2, г).

Была разработана конструкция цепной передачи с пониженным уровнем шума, которая увеличивает ресурс работы рекомендованного винтового конвейера, схема которого представлена на рисунке 3.

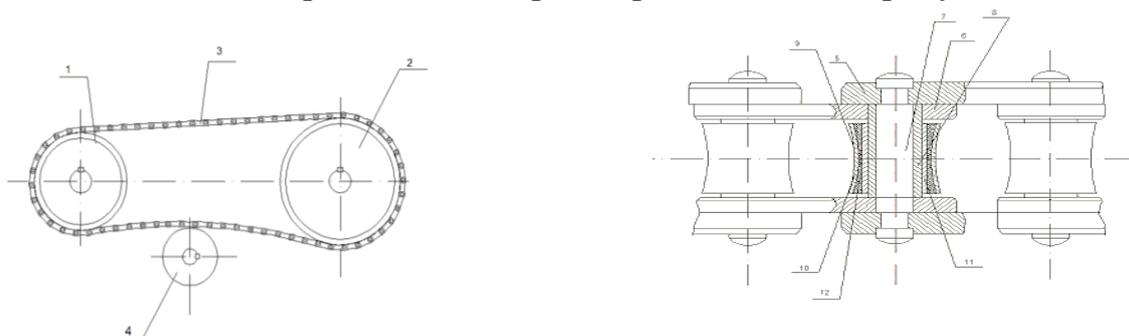


Рисунок 3. Схема передачи с цепью с ременным элементом

Цепная передача работает в следующем порядке: вращательное движение передается от ведущей звезды 1 к ведущей звезде 2 через цепь 3. Натяжение втулки 10 и ведущей 1 и ведущей звездочки 2 уменьшается за счет деформации эластичного элемента 12 при контакте ведущего 1 и ведущей звездочки 2 с составным роликом 9. Кроме того, уменьшается величина сил трения между втулкой 8 и роликом 7. Это увеличивает срок службы цепной передачи и обеспечивает бесперебойную работу.

В третьей главе диссертации, озаглавленной «**Теоретический анализ и обоснование параметров законов движения рабочих органов винтового конвейера для транспортировки и очистки линта**», рассмотрена винтовая лопасть линтаносащего и очистительного винтового конвейера. Выполнен волнообразной формы, что перемешивает и очищает транспортируемый линт, увеличивает его ворошение, усиливается выход отходов из щелей сетчатой поверхности оболочки, состоящей из трех частей. Для снижения шума, адекватной регулировки режима очистки и обеспечения эффективности была предложена передача через цепную передачу движения

на вал винта. При этом в конструкции применяемой цепной передачи применялись эластичные элементы.

Размер начальных отверстий на сетчатой поверхности больше, чем на конце, и значение зазора больше, чем на конце, в то время как эластичные опорные петли меньше в начале и больше в конце. Следует отметить, что винтовой конвейер осуществляет движение винта через электрический привод и механизмы передачи. Электропривод и передачи в зависимости от типа и параметров механизмов изменяется закон движения винта.

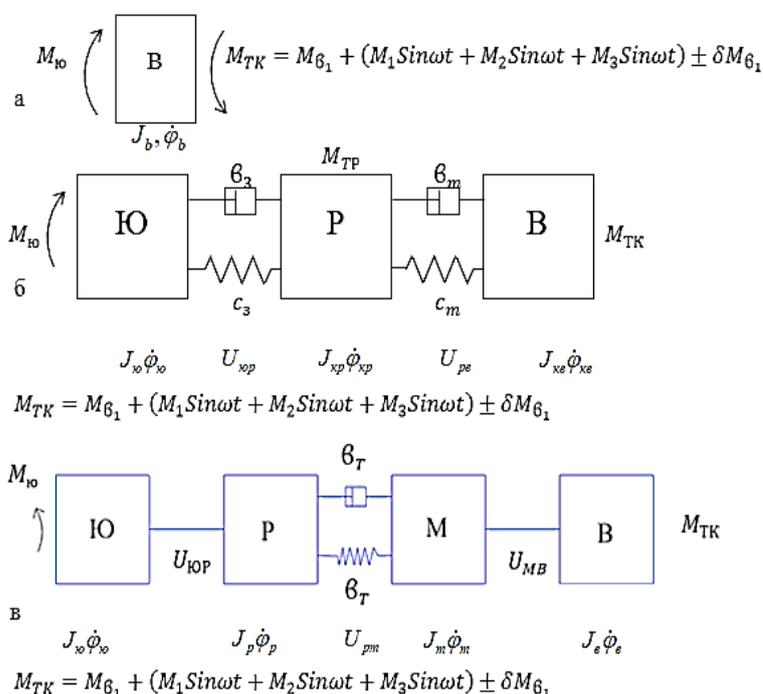
Поэтому для сравнения были рассмотрены механизмы передачи в трех различных вариантах:

а - когда движение на винтовой вал передается через электрический привод, муфту, редуктор и шестерни (приведено как система с одной массой);

б - при передаче движения на винтовой вал через электропривод, цепную передачу, редуктор, муфту (принята трехмассовая система);

в - привод на вал винта передается от электропривода, редуктора (то есть электропривод выполнен вместе с редуктором) на сцепление и вал винта через ременную передачу (выполненную в виде четырехмассовой системы).

В этом случае расчетные схемы образующихся узлов винтовых конвейерных машин рассматриваются на основе схем, представленных на рисунке 4.



а- агрегат машины доведен до массы;

б- передаточные механизмы с электроприводом, цепной передачей, редуктором, сцеплением, винтовым валом трехмассовый машинный агрегат;

в- ходовая часть представляет собой четырехмассовый машинный агрегат с ленточной передачей редуктора, муфтой и винтовым валом.

Рисунок 4. Рекомендуемые винтовые конвейерные динамические модели агрегатов машин с различными механизмами передачи

Подставляя полученные выражения в уравнения Лагранжа, сформулировал математическую модель, представляющую движение агрегата машины с одной массой, содержащей винтовой конвейерный механизм, в виде системы дифференциальных уравнений:

$$\frac{\omega_0 - \dot{\varphi}_{yu}}{\omega_0} = \frac{s_k}{2M_k} M_{\text{ю}} + \frac{M_{\text{ю}}}{2\omega_0 M_2};$$

$$J_B \ddot{\phi}_B = M_{\text{ю}} - M_{B_1} + (M_1 \sin \omega t + M_2 \sin \omega t + M_3 \sin \omega t) \pm \delta M_{B_1} - M_u \quad (1)$$

Для трехмассового машинного агрегата

$$\begin{aligned} M_d &= f(\dot{\phi}_d); J_d \ddot{\phi}_d = M_d - \beta_p \Delta \dot{\phi}_{dp} - S_p \Delta \dot{\phi}_{dp}; \\ J_{np} \ddot{\phi}_{ped} &= u_{dp} (\beta_p \Delta \dot{\phi}_{dp} + c_p \Delta \dot{\phi}_{dp}) - \beta_m \Delta \dot{\phi}_{mB} - c_m \Delta \dot{\phi}_{mB} - M_{mB}; \\ J_{nB} \ddot{\phi}_B &= u_{pb} (\beta_m \Delta \dot{\phi}_{mB} + c_m \Delta \dot{\phi}_{mB}) - M_{mB} - M_c; \\ \Delta \varphi_{dp} &= \varphi_d - \varphi_{ped} u_{dp}; \quad \Delta \varphi_{mB} = \varphi_{ped} - u_{pb} \varphi_B; \\ M_{TK} &= M_{B_1} + (M_1 \sin \omega t + M_2 \sin \omega t + M_3 \sin \omega t) \pm \delta M_{B_1}; \end{aligned} \quad (2)$$

Для четырехмассового машинного агрегата

$$\begin{aligned} M_{\text{ю}} &= f(\dot{\phi}_{\text{ю}}); J_{\text{ю}} \ddot{\phi}_{\text{ю}} = M_{\text{ю}} - M_{\text{юр}}; \\ J_P \ddot{\phi}_P &= U_{\text{юр}} M_{\text{юр}} - C_T (\varphi_P - U_{PM} \varphi_M) - b_T (\dot{\phi}_P - U_{PM} \dot{\phi}_M); \\ J_M \ddot{\phi}_M &= U_{PM} C_T (\varphi_P - U_{PM} \varphi_M) + U_{PM} B (\dot{\phi}_P - U_{PM} \dot{\phi}_M) - M_{MB}; \\ J_B \ddot{\phi}_B &= U_{MB} M_{MB} - M_{B_1} + (M_1 \sin \omega t + M_2 \sin \omega t + M_3 \sin \omega t) \pm \delta M_{B_1} \end{aligned} \quad (3)$$

где, $J_{\text{ю}}, J_P, J_M, J_B$ -приведенные моменты инерции ротора, редуктора, муфты и винта электрического привода соответственно;

$\dot{\phi}_{\text{ю}}, \dot{\phi}_P, \dot{\phi}_M, \dot{\phi}_B$ - угловые скорости ведущего ротора, выходного вала редуктора, муфты и винта;

C_T, b_T - коэффициенты циркуляции и диссипации ленточной передачи;

$U_{\text{юр}}, U_{PM}, U_{MB}$ - коэффициенты передачи, соответственно.

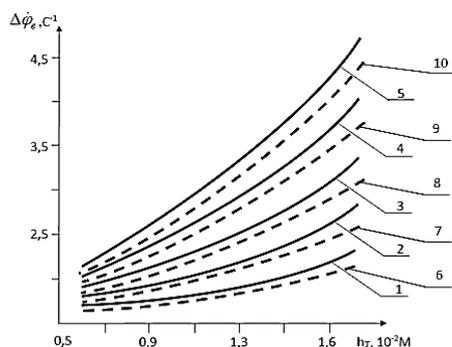
Известно, что волнообразный высота волн на винте, если вал винта целесообразно выбирать в пределах диапазона $M_{ec} / M_{ec}^x = (1,2 \div 1,4)$ нагрузки, учитывая, что он находится в пределах диапазона $\Delta \dot{\phi}_e \leq (2,5 \div 3,5) c^{-1}$ по результатам экспериментальных исследований $(0,8 \cdot 1,25) \cdot 10^{-2}$ м рекомендуется иметь на границе.

Здесь следует отметить, что основная часть их значений $\Delta \dot{\phi}_e$ была обнаружена на графиках большей по сравнению с результатами экспериментов. Но можно видеть, что в порядке уменьшения моментов технологических сил сопротивления вращению винта при транспортировке и очистке линта в отдельности для каждой зоны (с учетом степени ворошования линта) охват угловой скоростью вала винта уменьшается до $(5,5 \div 9,5)\%$ (рис.5. 6,7,8,9,10 графики). Поэтому высоту волн на винте рекомендуется брать в пределах $(0,71 \div 1,16) 10^{-3}$ м.

На рис. 6 представлены графики зависимости транспортировки линта и угловой скорости вала винтового вала от увеличения коэффициента неровностей технологического сопротивления нагрузки, исходящей от линта.

На основании анализа полученных графиков при увеличении относительных значений нагрузки с 0,4 до 2,2 коэффициент неравномерности угловой скорости может увеличиваться с 0,01 до 0,07 при $h_T = 0,006 \text{ m}; \alpha = 0,12 \text{ rad}$. Было обнаружено, что значения δ увеличиваются с 0,024 до 0,131, если $h_T = 0,015 \text{ m}; \alpha = 0,055 \text{ rad}$. Для обеспечения требуемого эффекта очистки рекомендуются значения δ так,

$M_{ec} / M_{ec}^x \leq (0,8 \div 1,25)$ чтобы значения находились в пределах $(0,04 \div 0,05)$ в соответствии с результатами экспериментальных исследований.



1,2,3,4,5 - графики, построенные, когда технологические сопротивления суммируются по зонам;

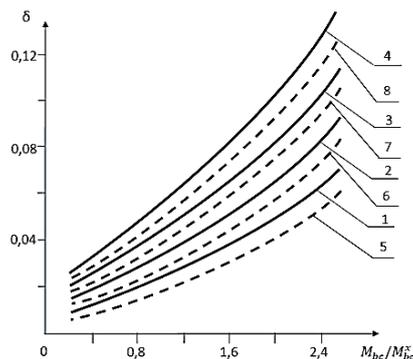
6,7,8,9,10 - когда технологические сопротивления учитываются отдельно по зонам.

$$1,6 - M_{ec} / M_{ec}^x = 0,7; \quad 2,7 - M_{ec} / M_{ec}^x = 1,0;$$

$$3,8 - M_{ec} / M_{ec}^x = 1,3; \quad 4,9 - M_{ec} / M_{ec}^x = 1,6;$$

$$5,10 - M_{ec} / M_{ec}^x = 1,9.$$

Рисунок 5. Графики зависимости изменения угловой скорости охвата винта от увеличения высоты волн на поверхности винта



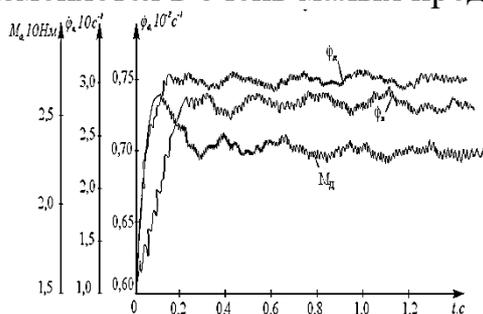
где, 1,3 - $h_T = 0,006 \text{ m}; \alpha = 0,12 \text{ rad};$
 2,6 - $h_T = 0,009 \text{ m}; \alpha = 0,1 \text{ rad};$
 3,7 - $h_T = 0,0012 \text{ m}; \alpha = 0,08 \text{ rad};$
 4,8 - $h_T = 0,015 \text{ m}; \alpha = 0,055 \text{ rad};$

1,2,3,4- графики, построенные, когда технологические сопротивления суммируются по зонам;
 5,6,7,8- когда технологические сопротивления учитываются отдельно по зонам.

Рисунок 6. Графики зависимости изменения коэффициента неравномерности угловой скорости очистительного вала от нагрузки

Приведем результаты и анализ решения системы уравнений движения трехмассового агрегата машины:

На основе решения системы дифференциальных уравнений (3) в начальных условиях в $t=0; \dot{\varphi}_g=0; \dot{\varphi}_{ред}=0; \dot{\varphi}_e=0; M_g=0; M_s=0$ получены законы изменения крутящего момента, угловых скоростей ротора асинхронного двигателя, винтового конвейера, а также вала двигателя. Законы, по которым получается преобразование $M_g, \dot{\varphi}_g$ и $\dot{\varphi}_e$, представлены на рисунке 7. Анализ показал, что при увеличении нагрузки транспортируемой и очищаемой лентой в пределах $M_1 = (45 \div 65) \text{ Нм}$ угловая скорость ротора двигателя остается практически неизменной, ее уменьшение очень незначительно. Кроме того, диапазон колебаний угловой скорости ротора двигателя также изменяется в очень малых пределах.



При, $M_c = 65 \text{ Нм} + 8,5 \sin \omega t \pm \delta M,$

Рисунок 7. Закономерности изменения крутящего момента и угловых скоростей ротора двигателя, винтового конвейера, а также вала двигателя

Однако при зигзагообразном профиле будет заметно уменьшение угловой скорости винта. При $M_1 = 45 \text{ Нм}$ этот он падает до $\dot{\phi}_g = 27,2 \text{ с}^{-1}$, а при нагрузке 65 Нм - до $\dot{\phi}_g = 25,9 \text{ с}^{-1}$. При этом покрытие колебаний увеличивается с $\Delta\dot{\phi}_g = (1,2 \div 1,4) \text{ с}^{-1}$ до $(3,0 \div 3,8) \text{ с}^{-1}$. Увеличение вибрационного покрытия $\Delta\dot{\phi}_g$ положительно сказывается на эффекте транспортировки и очистки линта за счет дополнительной вибрации. При $J_\delta / J_{\text{оп}} = 0,85$ увеличении момента сопротивления до 125 Нм и силы трения до 35,0 Нм угловая скорость двигателя снижается до $63,1 \text{ с}^{-1}$, а при $J_\delta / J_{\text{оп}}$ увеличении до 1,15 с ротор угловая скорость снижается до $60,3 \text{ с}^{-1}$.

С учетом экспериментальных данных рекомендуемыми $\Delta\dot{\phi}_g = (2,0 \div 2,5) \text{ с}^{-1}$ значениями для обеспечения являются $J_g / J_{\text{оп}} = (0,6 \div 0,8)$.

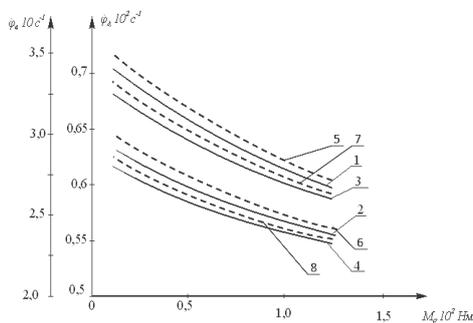
Рассмотрены результаты теоретических исследований, численное решение задачи динамики машинного агрегата, законы движения, рекомендательные параметры, теоретические исследования по обоснованию базовых параметров предлагаемой цепной передачи.

При увеличении $J_\delta / J_{\text{оп}} = 0,85$ технологического момента сопротивления до 125 Нм и силы трения до 35,0 Нм угловая скорость двигателя снижается до $63,1 \text{ с}^{-1}$, а при $J_\delta / J_{\text{оп}}$ увеличении до 1,15 с ротор привода угловая скорость снижается до $60,3 \text{ с}^{-1}$. Соответственно, при учете в предложенном варианте степени порошания линта по всем трем зонам технологического сопротивления снижение угловой скорости ротора при $J_\delta / J_{\text{оп}} = 0,85$ увеличении сопротивления было определено как $65,2 \text{ с}^{-1}$. Соответственно, при увеличении до $J_\delta / J_{\text{оп}} = 1,15$ значения $\dot{\phi}_g$ уменьшаются до $62,3 \text{ с}^{-1}$ (рис.8, графики точек 5,6,7,8). Поэтому установлено, что производительность работы конвейера может быть увеличена до $(4,5 \div 6,5)\%$.

Для обоснования значений моментов инерции ротора и винта на рисунке 9 построены соответствующие графики. Из них видно, что увеличение с 0,25 до 1,5 приводит к увеличению нагрузки $J_\delta / J_{\text{оп}}$ на носитель. При этом момент $M_c = 47,0 \text{ Нм}$ на приводном валу увеличивается до 20,9 Нм, а при увеличении момента сопротивления нагрузки до 81,0 Нм крутящий момент на приводном валу увеличивается до 43,0 Нм. При этом охват колебаний угловой скорости винта уменьшается до $(1,4 \div 1,6) \text{ с}^{-1}$, что делает его недостаточным для порошения транспортируемого линта. С учетом экспериментальных данных рекомендуемыми $\Delta\dot{\phi}_g = (2,0 \div 2,5) \text{ с}^{-1}$ значениями для обеспечения являются $J_g / J_{\text{оп}} = (0,6 \div 0,8)$. Соответственно, при распределении технологического сопротивления по зонам в рекомендуемом варианте момент и виброохват на приводном валу снижается практически до $(5,2 \div 7,3)\%$. Поэтому из-за уменьшения коэффициента

$J_g = (9,3 \div 4,5) \text{ кгм}^2$ неравномерности ротора и вала винта рекомендуется принимать $J_{op} = (1,95 \div 2,3) \text{ кгм}^2$.

Анализ полученных графиков показал, что при v/v_p увеличении с 0,62 до 2,1 $M_{TP} = 35 \text{ Нм}$ и в $M_C = 55 \text{ Нм}$ нагрузка на вал конвейера увеличивается с 84,1 Нм до 118,3 Нм. С увеличением технологической нагрузки крутящий момент на валу конвейера увеличивается до (142÷145) Нм. Это приводит к увеличению потребляемой мощности системы. При этом в $M_C = 55 \text{ Нм}$ она значительно $\Delta\dot{\phi}_g$ снижается, с 2,7 до 1,4 с^{-1} . Это нежелательно, так как выцветание снижает эффективность очистки ваты. По этой причине рекомендуемые значения $v/v_p = (0,6 \div 0,65)$.



1,2,3,4- графики, построенные, когда моменты технологического сопротивления суммируются по зонам;

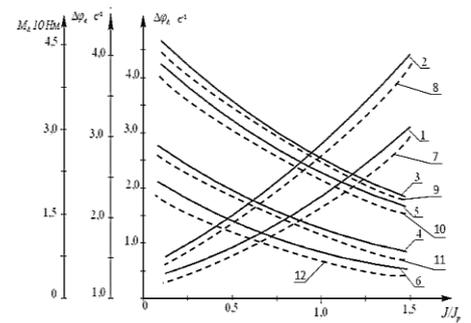
5,6,7,8- когда моменты технологического сопротивления учитываются отдельно по зонам.

1,3- $\dot{\phi}_o = f(M_c)$; 2,4- $\dot{\phi}_e = f(M_c)$;

1,2- $J/J_p = 0,85$; 3,4- $J/J_p = 1,15$;

$\delta\dot{\phi}_o \leq (5,0 \div 7,0)\% \text{ от } \dot{\phi}_o$; $\delta\dot{\phi}_e \leq (5,0 \div 7,0)\% \text{ от } \dot{\phi}_e$.

Рисунок 8. Графики зависимости угловых скоростей ротора двигателя и вала винтового конвейера от изменения технологической нагрузки



1,2,3,4,5,6- графики, построенные на основе [79], Когда моменты технологического сопротивления суммируются по зонам;

7,8,9,10,11,12- когда моменты технологического сопротивления учитываются отдельно по зонам.

1,2,7,8- $M_o = f(J/J_p)$; 3,5,9,11-

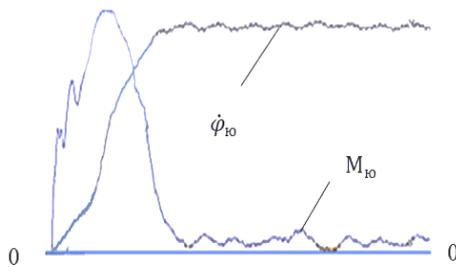
$\Delta\dot{\phi}_o = f(J/J_p)$; 4,6,10,12-

$\Delta\dot{\phi}_e = f(J/J_p)$;

Рисунок 9. Графики зависимости угловых скоростей винта и вала двигателя от изменения величин моментов инерции покрытия колебаний, а также масс крутящего момента на валу двигателя

Приведем результаты и анализ решения системы уравнений движения четырехмассового агрегата машины.

На основании анализа полученных закономерностей можно отметить, что при увеличении технологического сопротивления, определяющего производительность работы, угловая скорость ротора электродвигателя уменьшается, а также можно увидеть увеличение значений амплитуды колебаний $\Delta\dot{\phi}_{ю}$ (рис.10).



I.U=120 кг/час;

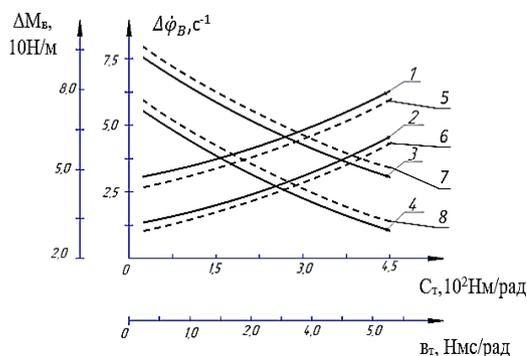
Рисунок 10. Закономерности изменения крутящего момента и угловой скорости на валу ротора рекомендованной винтовой конвейерной машины в зависимости от производительности

Точно так же покрытие колебаний крутящего момента на валу ротора $\Delta M_{ю}$ также увеличивается, но общее среднее значение $M_{ю}$ увеличивается. Это, в свою очередь, снижает частоту вращения винтового вала, снижает эффективность технологического процесса-транспортировки и очистки линта. Поэтому было рекомендовано, чтобы производительность труда не превышала (180÷200) кг/час.

Известно, что увеличение угловой скорости винта при увеличении вибрационного покрытия играет положительную роль в транспортировке линта и очистке его от примесей (рис.11).

Но превышение $\Delta \phi_{в}$ увеличивает дополнительную вибрацию, повреждение линта. Итак, $\Delta \phi_{в}=(6,0 \div 6,5) s^{-1}$; $\Delta \phi_{р}=(4,5 \div 5,0) s^{-1}$; убедиться, что оно находится в пределах рекомендуемых значений для ременной передачи $S_t=(280 \div 340) \text{Нм/рад}$; Целесообразно выбрать $\theta_T=(3,3 \div 3,8) \text{Нм/рад}$.

В машинном агрегате момент инерции рабочего органа винта имеет большое значение. Для его уменьшения требуется уменьшение длины или диаметра. Но достаточность $\Delta \phi_{в}$ и $\Delta M_{в}$ зависит от обоснования значений J_v .

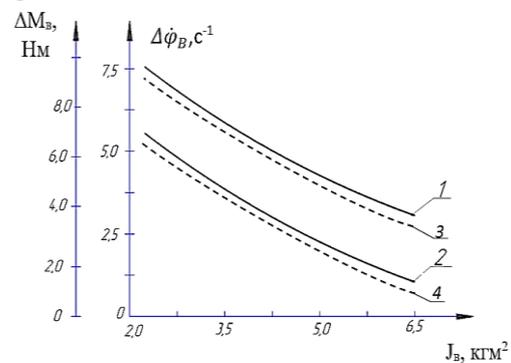


1,2,3,4- графики, построенные, когда моменты технологического сопротивления суммируются по зонам;

5,6,7,8- когда моменты технологического сопротивления учитываются отдельно по зонам.

1,5- $M_{в}=f(c_T)$; 2,6- $M_{в}=f(\theta_T)$;
3,7- $\Delta \phi_{в}=f(c_T)$; 4,8- $\Delta \phi_{в}=f(\theta_T)$;

Рисунок 11. Рекомендуемые графики зависимости крутящего момента на валу винтового конвейера и угловой скорости колебательного покрытия от изменения коэффициентов прочности и диссипативности вращения ленточной передачи



1,2- графики, построенные на основе [81],

Когда моменты технологического сопротивления суммируются по зонам;
3,4- когда моменты технологического сопротивления учитываются отдельно по зонам.

1,3- $\Delta \phi_{в}=f(J_v)$; 2,4- $\Delta M_{в}=f(J_v)$;

Рисунок 12. Рекомендуемый винтовой конвейер волнистая поверхность главного рабочего органа графики зависимости значений крутящего момента и угловых скоростей при колебаниях на валу винта от его момента инерции

Если при увеличении значений момента инерции вала винтового конвейера с 2,71 кгм² до 6,35 кгм² крутящий момент на валу винтового редуктора уменьшается при нелинейном соединении с 6,05 Нм до 2,15 Нм, то значения угловой скорости колебательного покрытия $\Delta\dot{\varphi}_B$ уменьшаются с 7,52 s⁻¹ до 5,05 s⁻¹. В этом случае желательно выбирать значения момента инерции в диапазоне $J_V = (3,8 \div 4,5)$ кгм², чтобы гарантировать, что угловая скорость винта не превышает покрытие колебаний $(6,0 \div 6,5)$ s⁻¹

На волнообразном винтовом конвейере важно определить силу тяги линта.

Принимая во внимание закон Амонтана-Кулона $\vec{F}_u = f N$, получим выражения для расчета силы сдвига линта по всем трем зонам:

$$\begin{aligned} \vec{P}_1 &= \frac{m_1 g (\sin \alpha + f_1 \cos \alpha) - K_u F_{u_1} \sin \beta}{\cos \alpha - f_1 \sin \alpha} & \vec{P}_2 &= \frac{m_2 g (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) - K_u F_{u_2} \sin \beta}{\cos \alpha - f_2 \sin \alpha} \\ \vec{P}_3 &= \frac{m_3 g (\sin \alpha + f_3 \cos \alpha) - K_u F_{u_3} \sin \beta}{\cos \alpha - f_3 \sin \alpha} \end{aligned} \quad (4)$$

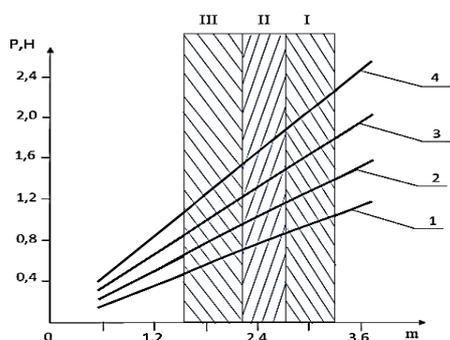
где, m_M – масса куска линта; g – ускорение свободного падения; α – угол подъема винта; β – угол, определяющий положение куска линта на волнистой поверхности; f – коэффициент трения между куском линта и волнистой поверхностью; F_u – сила трения; $K_u = (1 - f^2) f^{-1}$ – неизменный число, представляющее степень коэффициента трения.

В этом выражении сила трения зависит не только от коэффициента трения, но и от фазы размещения линта на волнистой поверхности, то есть от β . Если взять массу среднего куска линта на наклонно-волнистой поверхности $(1,0 \div 3,0) \cdot 10^{-3}$ кг, а также коэффициент трения $(0,22 \div 0,4)$, то получим среднее значение силы трения при массе куска линта $(0,5 \div 2,0) \cdot 10^{-3}$ и при $f = 0,25 \div 0,45$ будет в пределах $(0,13 \div 0,9) 10^{-2}$ Н досягаемости. Винтовой конвейер имеет ту же производительность $(350 \div 380)$ кг/с, что и винтовой конвейер $(2,5 \div 3,5)$ кг линта одновременно. Следовательно, средняя сила трения составляет $(7,5 \div 10,5)$ Н. При увеличении фазы оседания линта от и значении $f = 0,3$ сила сдвига линта уменьшается с 1,54 Н до 3,35 Н (рис.13). При увеличении коэффициента трения до 0,4 увеличивается и смещение вала, а законы его сокращения находятся в диапазоне от 2,37 Н до 0,81 Н. При этом желательно, чтобы линт находился в пределах рекомендуемого значения $(0,5 \div 0,65) \text{ рад}$ фазы расположения.

На рекомендуемой волнистой поверхности увеличивается путь движения линта, что, в свою очередь, увеличивает ворошение линта и эффективность очистки. На рисунке 14 приведены графики зависимости расстояния перемещения линта по волнистой поверхности от фазы размещения оси. При этом на увеличение этого расстояния также влияет высота волн, то есть изменение значения радиуса кривизны. При увеличении фазы расположения куска линта на волнистой поверхности от $0,15 \text{ рад}$ до $0,9 \text{ рад}$ и радиусе кривизны волны $2,5 \cdot 10^{-3}$ м сдвиг линта перемещается от

$0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $4,37 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ увеличивается. Но при увеличении радиуса кривизны волны до $1,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ сдвиг линта увеличивается с $2,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $12,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$.

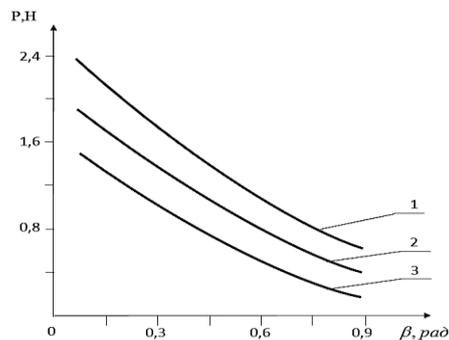
Это связано с тем, что увеличение радиуса волны увеличивает длину поверхности кривизны, а также с тем, что увеличение значения β делает шаг волны таким. Поэтому для усиления эффекта очистки целесообразно увеличить α , то есть рекомендовать следующие значения β и R : $\beta = (0,5 \div 0,65) \text{ рад}$; $R = (0,8 \div 1,2) \cdot 10^{-2} \text{ м}$.



I – 1-зона, II – 2-зона, III – 3-зона.

Где, $1 - \alpha = 0,51 \text{ рад}$; $2 - \alpha = 0,6 \text{ рад}$;
 $3 - \alpha = 0,68 \text{ рад}$; $4 - \alpha = 0,77 \text{ рад}$.

Рисунок 13. Очистка линта-графики зависимости силы сдвига линта на винте с волнистой поверхностью транспортного конвейера от массы линта



где,

$1 - f = 0,4(1\text{-зона})$; $2 - f = 0,35(2\text{-зона})$; $3 - f = 0,30(3\text{-зона})$.

Рисунок 14. Очистка линта-графики зависимости силы сдвига линта на винте с волнистой поверхностью транспортирующего конвейера от фазы расположения линта

Как известно, на винтовом конвейере устанавливаются эластичные опоры с сетчатой поверхностью. Следует отметить, что опорные балки получены разными во всех трех частях и расположены в порядке возрастания опорных балок в направлении выталкивания материала. Поэтому сетчатая поверхность колеблется как вертикально, так и отклоненно. В зависимости от величин охвата этих колебательных сдвигов и скоростей определяется эффект сдвига и очистки материала. Поэтому важно анализировать вертикальные и отклоняющиеся колебания поверхности сетки. На рисунке 15 представлена расчетная схема, представляющая колебания поверхности сетки.

Внешние силы, вызывающие колебания сетчатой поверхности:

$$F_1 = F'_1 + F_{0_1} \sin \omega t; \quad F_2 = F'_2 + F_{0_2} \sin \omega t;$$

$$F_3 = F'_3 + F_{0_3} \sin \omega t;$$

$$M_1 = M'_1 + M_{0_1} \sin \omega t; \quad M_2 = M'_2 + M_{0_2} \sin \omega t;$$

$$M_3 = M'_3 + M_{0_3} \sin \omega t; \quad (5)$$

где; $F_1, F_2, F_3, M_1, M_2, M_3$ - неизменные составляющие внешней силы и момента по зонам сетчатой поверхности,

$F_{0_1}, F_{0_2}, F_{0_3}, M_{0_1}, M_{0_2}, M_{0_3}$ - неизменные амплитуды внешней силы и момента по зонам сетчатой поверхности.

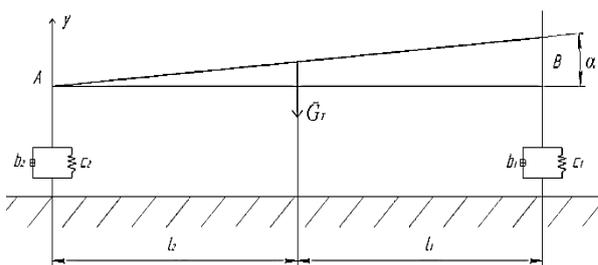


Рисунок 15. Расчетная схема, представляющая колебания сетчатой поверхности

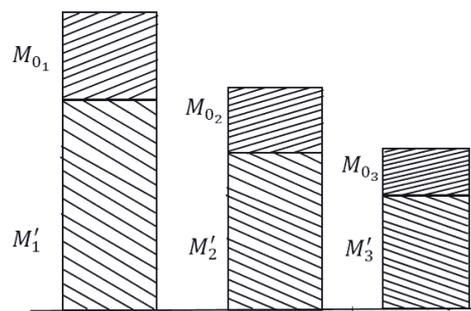


Рисунок 16. Схемы взаимного сравнения моментов технологического сопротивления, приходящих от несущего линта во всех трех зонах сетчатой поверхности с эластичной опорой

В процессе транспортировки и очистки линта на винтовом конвейере амплитуды ее колебаний уменьшаются по мере того, как все три зоны ее сетчатой поверхности располагаются в порядке возрастания кривизны опор прочностей. На рисунке 16 приведены схемы взаимного сравнения моментов технологического сопротивления, приходящих от транспортируемого линта во всех трех зонах сетчатой поверхности с эластичной опорой. При этом моменты сил технологического сопротивления при отклонении поверхности сетки уменьшаются по зонам. Потому что с увеличением степени ворошения линта силы сопротивления уменьшаются.

Полученный (12), (13), (14) определив слагаемые уравнений Лагранжа с учетом работы, получим следующую систему дифференциальных уравнений, для первой зоны:

$$m_1\ddot{y} + c_1(y + al_1) + c_2(y - al_2) + \mathfrak{B}_1(\dot{y} + \dot{\alpha}l_1) + \mathfrak{B}_2(\dot{y} - \dot{\alpha}l_2) = F'_1 + F_{0_1} \sin \omega t;$$

$$J_T \ddot{\alpha} + c_{1l_1}(y + al_1) + c_{2l_2}(y - al_2) + \mathfrak{B}_{1l_1}(\dot{y} + \dot{\alpha}l_1) + \mathfrak{B}_{2l_2}(\dot{y} - \dot{\alpha}l_2) = M'_1 + M_{0_1} \sin \omega t$$

для второй сетчатой части поверхности:

$$m_2\ddot{y} + c_3(y + al_1) + c_4(y - al_2) + \mathfrak{B}_3(\dot{y} + \dot{\alpha}l_1) + \mathfrak{B}_4(\dot{y} - \dot{\alpha}l_2) = F'_2 + F_{0_2} \sin \omega t;$$

для третьей сетчатой части поверхности:

$$m_3\ddot{y} + c_5(y + al_1) + c_6(y - al_2) + \mathfrak{B}_5(\dot{y} + \dot{\alpha}l_1) + \mathfrak{B}_6(\dot{y} - \dot{\alpha}l_2) = F'_3 + F_{0_3} \sin \omega t; \quad (6)$$

где, m_1, m_2, m_3 – массы частей; $c_1, c_2, c_3, c_4, c_5, c_6$ – сетчатые части поверхности опоры эластичной прочности; $\mathfrak{B}_1, \mathfrak{B}_2, \mathfrak{B}_3, \mathfrak{B}_4, \mathfrak{B}_5, \mathfrak{B}_6$ – эластичные опоры коэффициенты диссипации.

Эти определенные (6) системы дифференциальных уравнений представляют вертикальные и отклоняющиеся колебания сетчатой поверхности винтового конвейера по зонам.

Чтобы увидеть собственные колебания сетчатой поверхности, система была записана как:

$$\begin{aligned}
m_T \ddot{y} + c_1(y + al_1) + c_2(y - al_2) + \mathfrak{B}_1(\dot{y} + al_1) + \mathfrak{B}_2(\dot{y} - \dot{al}_2) &= 0; \\
J_T \ddot{\alpha} + c_{1l_1}(y + al_1) + c_{2l_2}(y - al_2) + \mathfrak{B}_{1l_1}(\dot{y} + \dot{\alpha}l_1) + \mathfrak{B}_{2l_2}(\dot{y} - \dot{\alpha}l_2) &= 0
\end{aligned} \quad (7)$$

Следует отметить, что на частоту собственных колебаний в основном влияют параметры, представляющие массу и прочности.

Используя существующий метод, мы формируем следующее выражение:

$$P_{1,2} = \sqrt{\frac{a_{11} + a_{22}}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{a_{11} - a_{22}}{2}\right)^2 + a_{12}a_{21}}} \quad (8)$$

Используя это выражение, можно будет определить собственные частоты колебаний всех трех сетчатый поверхностей.

На рисунке 17 показаны графики зависимости вертикального вибрационного покрытия центра тяжести сетки винтового конвейера от силы удара транспортируемого линта и массы сетчатый поверхности, а также коэффициентов прочности эластичных опор. Результаты актуальны для всех трех частей.

Поэтому при увеличении массы сетчатый поверхностных сечений конвейера с 7,5 кг до 15 кг и при $s_2 = 4,8 \cdot 10^3$ Н/м, $s_1 = 6,5 \cdot 10^3$ Н/м вертикальный вибрационный охват центра тяжести сетчатый поверхности Δu значения уменьшаются с $2,06 \cdot 10^{-3}$ м до $0,96 \cdot 10^{-3}$ м в нелинейном соединении, опоры должны быть коэффициенты $s_2 = 5,5 \cdot 10^3$ Н/м и $s_1 = 8,0 \cdot 10^3$ Н/м можно наблюдать, что значения Δu уменьшаются по нелинейному закону с $1,4 \cdot 10^{-3}$ м до $0,39 \cdot 10^{-3}$ м.

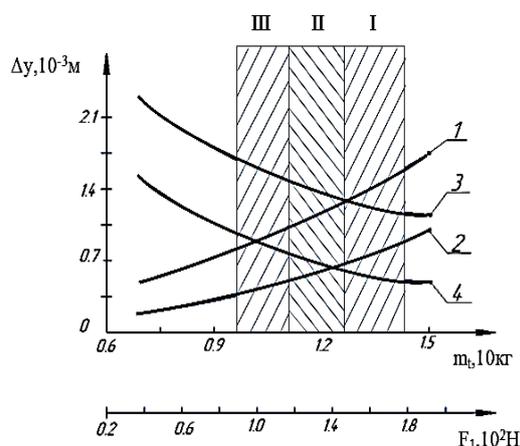
Детали с сетчатой поверхностью в основном объясняются уменьшением массы сетчатый поверхности и действующих технологических сил. Следовательно, мы определяем рекомендуемые значения параметров на основе соответствующей зоны штриховки.

Чрезмерно большой охват вертикальной вибрации снижает процесс скольжения материала, снижая производительность труда. Поэтому для обеспечения значений Δu в диапазоне $(1,5 \div 2,0) \cdot 10^{-3}$ м рекомендуется принимать рекомендуемые значения массы поверхности сетки в диапазоне $m_T = (0,9 \div 1,3) \cdot 10$ кг. При этом масса сетчатый поверхности I зоны $m_1 = 1,35 \cdot 10$ кг, масса сетчатый поверхности II зоны $m_1 = 1,15 \cdot 10$ кг, масса сетчатый поверхности III зоны $m_1 = 0,95 \cdot 10$ кг.

Увеличение производительности труда, то есть увеличение значений F_T , приводит к увеличению Δu . В том числе сетчатые поверхностные эластичные опоры значения Δu уменьшаются по нелинейному закону с $0,42 \cdot 10^{-3}$ м до $1,705 \cdot 10^{-3}$ м, когда значения F_T увеличиваются с $0,9 \cdot 10^2$ Н до $1,8 \cdot 10^2$ Н при больших коэффициентах прочностей. Поэтому рекомендуется, чтобы $F_T \geq (1,6 \div 2,2) \cdot 10^2$ Н, чтобы можно было обеспечить значения выходной мощности. Таким образом, при учете того, что порошенность желательно, чтобы составляла $F_3 \geq (1,5 \div 1,7) \cdot 10^2$ Н, $F_2 \geq (1,8 \div 2,0) \cdot 10^2$ Н, $F_1 \geq (2,1 \div 2,3) \cdot 10^2$ Н.

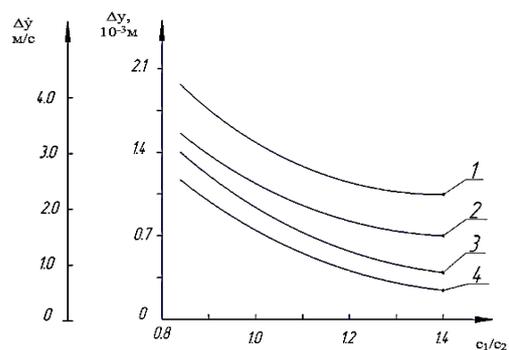
На рисунке 18 приведены графики зависимости рекомендуемого центра тяжести винтовой конвейерной сетки поверхности от вертикального

вибрационного покрытия и скоростного вибрационного покрытия от соотношения коэффициентов прочностей эластичных элементов в опорах.



I, II, III – зоны сетчатой поверхности.
 2- $\Delta y=1$ (F_1); 3,4- $\Delta y=1$ (m_T).
 1,3- $s_2=4,8 \cdot 10^3 \text{ N/m}$; $s_1=6,5 \cdot 10^3 \text{ N/m}$;
 2,4- $s_2=5,5 \cdot 10^3 \text{ N/m}$; $s_1=8,0 \cdot 10^3 \text{ N/m}$

Рисунок 17. Графики зависимости вертикального колебательного охвата центра тяжести винтовой конвейерной сетки от переносимой силы удара линта и массы поверхности, а также коэффициентов кривизны эластичных опор



1,2- $\Delta y=f(c_1/c_2)$; 3,4- $\Delta \dot{y}=f(c_1/c_2)$;
 1,2- $m_T=10,5 \text{ kg}$; 2,4- $m_T=13,5 \text{ kg}$

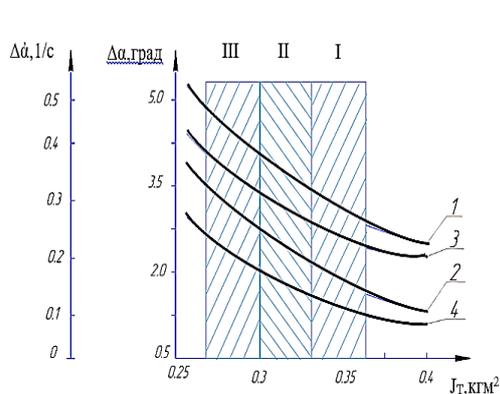
Рисунок 18. Графики зависимости центра тяжести рекомендуемой винтовой конвейерной сетки от вертикального колебательного охвата и скоростного охвата от соотношения коэффициентов прочностей эластичных элементов в опорах

Анализ построенных графиков показывает, что когда значения s_2/c_1 изменяются от 0,9 до 1,4, значения Δy уменьшаются в линейной связи с $1,96 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $1,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, когда $m_T=10,5 \text{ кг}$ (зона II), соответственно, когда $m_T=13,5 \text{ кг}$ (зона I), сеточная поверхность смещает центр тяжести было обнаружено, что покрытие вертикальных колебаний уменьшается с $1,62 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ до $0,73 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. Основная причина этого заключается в том, что увеличение прочности опорного эластичного элемента на входе сетчатой поверхности снижает вибрацию. Следует отметить, что с увеличением скорости вибрации сетчатой поверхности интенсивность отделения отходов от линта (материала) увеличивается. С увеличением соотношения осей эластичных опор соответственно уменьшается вибрационный охват вертикальной скорости колебаний центра тяжести сетчатой поверхности (рис.18, графики 3-4). При этом рекомендуется, чтобы центр тяжести сетчатой поверхности находился в диапазоне $s_2/s_1 \leq (0,9 \div 1,1)$, чтобы обеспечить достаточное покрытие вертикальных колебаний и покрытие скорости. Как отмечалось выше, отклоняющиеся колебания сетчатой поверхности обеспечивают возможность интенсивной транспортировки материала. На рисунке 19 представлены графики зависимости охвата сетчатой поверхности по зонам отклонения и колебаний скорости от соответствующих моментов инерции.

Из анализа графиков можно отметить, что увеличение момента инерции при отклонении сетчатой поверхности относительно центра

тяжести приводит, соответственно, к уменьшению ее отклоняющих колебаний. В частности, значения $\Delta\alpha$ уменьшаются по нелинейному закону с 5,48 градуса до 2,09 градуса, когда значения J_T увеличиваются с $0,275 \text{ кгм}^2$ до $0,4 \text{ кгм}^2$ при $M_I=22,5 \text{ Нм}$, а значения $\Delta\dot{\alpha}$ уменьшаются с $0,384 \text{ с}^{-1}$ до $0,12 \text{ с}^{-1}$. Соответственно, при уменьшении технологического сопротивления до $14,5 \text{ Нм}$ значения $\Delta\alpha$ уменьшаются по нелинейному закону от $0,381$ до $1,31$ градуса значения $\Delta\dot{\alpha}$ уменьшаются от $0,28 \text{ с}^{-1}$ до $0,048 \text{ с}^{-1}$. При этом рекомендуемые значения J_T для обеспечения того, чтобы колебания отклонения поверхности сетки находились в диапазоне значений покрытия ($3,5 \div 5,8$) градусов, составляют: $J_T \leq (0,29 \div 0,34) \text{ кгм}^2$. Что касается зон с сетчатой поверхностью, желательно, чтобы $J_1 \leq (0,29 \div 0,3) \text{ кгм}^2$ были зоной I, $J_2 \leq (0,31 \div 0,325) \text{ кгм}^2$ были зоной II и $J_3 \leq (0,325 \div 0,34) \text{ кгм}^2$ были зоной III.

При этом покрытие колебаний в зоне I меньше $\Delta\alpha$ и $\Delta\dot{\alpha}$ и выше по мере продвижения в зону III.

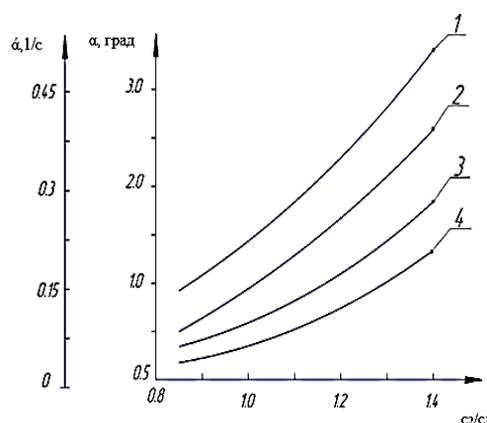


I, II, III – зоны сетчатой поверхности.

1,2- $\Delta\dot{\alpha}=f(J_T)$; 3,4- $\Delta\alpha=f(J_T)$;

2,4- $M_I=14,5 \text{ Нм}$; 1,3- $M_I=22,6 \text{ Нм}$.

Рисунок 19. Графики зависимости от соответствующих моментов инерции охвата отклоняющихся смещений и скоростных колебаний по зонам сетчатой поверхности



1,2- $\alpha=f(c_2/c_1)$; 3,4- $\dot{\alpha}=f(c_2/c_1)$

1,3- $J_T=0,29 \text{ кгм}^2$; 2,4- $J_T=0,4 \text{ кгм}^2$

Рисунок 20. Графики зависимости угла отклонения и угловой скорости опор от кривизны эластичных элементов и момента инерции по зонам сетчатой поверхности

На рисунке 20 приведены графики зависимости угла отклонения и угловой скорости по зонам сетчатой поверхности от соотношения коэффициентов прочностей эластичных элементов опор.

По анализу графиков, чем больше разница в прочности эластичных опор сетчатой поверхности, тем больше значения ее угла отклонения и скорости. В частности, при увеличении значений s_2/s_1 и $J_T=0,29 \text{ кгм}^2$ отклонения сетчатой поверхности увеличиваются с $1,05$ градуса до $3,3$ градуса при нелинейном соединении, а $\dot{\alpha}$ увеличивается с $0,076 \text{ с}^{-1}$ до $0,23 \text{ с}^{-1}$. Соответственно, при увеличении момента инерции поверхности сетки до $0,41 \text{ кгм}^2$ значения α увеличиваются с $0,51$ до $2,6$ градуса, и $\dot{\alpha}$, до $0,24 \text{ с}^{-1}$. Рекомендуется $s_2/s_1 \geq (1,4 \div 1,5)$, чтобы реализовать значения вибрации сетчатой поверхности в достаточной степени. Можно рекомендовать, чтобы сетчатая поверхность в целом была $s_2/s_1 = (1,1 \div 1,4)$, чтобы гарантировать, что

как вертикальные, так и отклоняющиеся колебания достаточны. Но желательно, чтобы колебания зон I, II и III поверхности сетки были увеличены по сравнению с зонами I, II и III, чтобы колебания сетки были особенно взаимосвязаны, чтобы транспортируемый и очищаемый линт мог выходить без торможения.

В четвертой главе диссертации, озаглавленной «Анализ результатов экспериментальных исследований предлагаемых конструкций транспортирующего и очищающего линта винтового конвейера», представлен винтовой конвейер с сетчатой поверхностью с транспортирующим и очищающим линта эластичным элементом с волнообразным движением, представлены результаты экспериментальных исследований конструкций цепной передачи.

Для определения крутящего момента, частоты вращений и величины шума на валу винтового конвейера с волнообразной поверхностью и ведущем звездообразном валу цепной передачи с эластичным элементом использовался тензометрический метод.

Здесь с увеличением производительности работы угловые скорости $\Delta\dot{\phi}_6$ и $\Delta\dot{\phi}_3$ значения амплитуды колебаний уменьшаются соответственно (рис.21) в результате обработки полученных осциллограмм строятся графики привязки параметров.

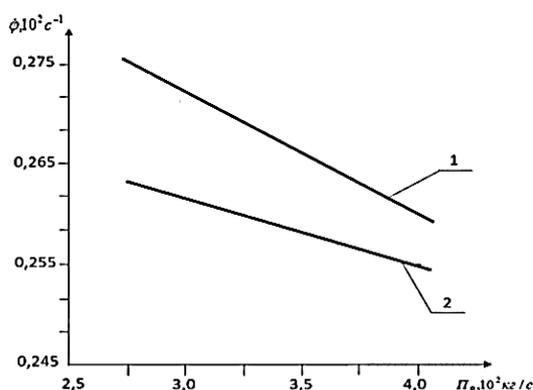


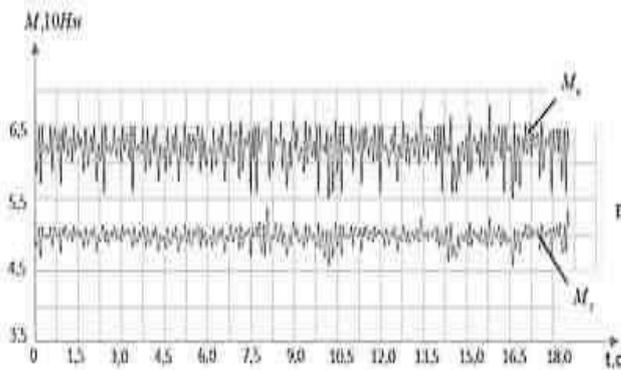
Рисунок 21. Винтовой конвейер с волнистой поверхностью, несущий и очищающий линт, винтовой вал и звездчатый вал ведущей шестерни графики зависимости угловой скорости от производительности труда

Была изготовлена копия цепной передачи с волновым винтом и эластичным элементом, а измерение параметров производилось по электротензометрической схеме. На основе экспериментальных исследований были получены осциллограммы и графики связей (рис.22,23). По анализу графиков следует сказать, что при увеличении производительности труда с $2,25 \cdot 10^2$ кг/с до $4,0 \cdot 10^2$ кг/с среднее значение $\dot{\phi}_6$ уменьшается по почти нелинейному закону с $0,623 \cdot 10^{10} \text{ с}^{-1}$ кг/с до $0,255 \cdot 10^2 \text{ с}^{-1}$ кг/с.

Следует особо отметить, что неравномерное вращение винтового вала больше связано с волновой поверхностью винта, то есть влияние амплитуды волны является фундаментальным.

В экспериментальных исследованиях сравнивались варианты эластичных втулок из резины марок 1338, 3806, и MVS-V-14. По анализу полученных осциллограмм от марки резины высокой прочности, марки

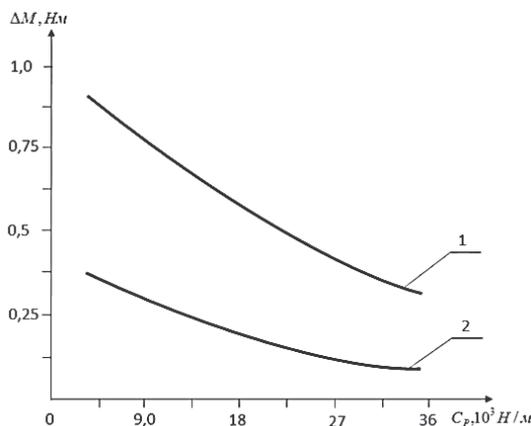
резины 1338 на чертеже, колебания крутящего момента на валу винта при применении прочного $31,7 \cdot 10^3$ Н/м очень малы, при использовании резины марки MVS-V-14 с прочном $6,42 \cdot 10^3$ Н/м амплитуда колебаний линта достигает достаточно ($0,8 \div 1,0$) Нм.



При использовании резины марки MVS-V-14 прочность составляет $6,42 \cdot 10^3$ Н/м, $P_p = 3,6 \cdot 10^2$ кг/с

Рисунок 22. Законы изменения крутящего момента на валу винтового конвейера и ведущем звездообразном валу с волнистой поверхностью, несущем и очищающем линта

На основе осциллограмм построены графики зависимости крутящего момента качения на валах звездочек цепной передачи от крутящего момента эластичной втулки цепного ролика. При этом при увеличении прочности с $4,5 \cdot 10^3$ Н/м до $35 \cdot 10^3$ Н/м значения ΔM_e уменьшаются по нелинейному закону с 0,88 Нм до 0,34 Нм. Но за счет эластичной втулки амплитуда колебаний n на ведущем звездообразном валу ΔM_s будет почти ($3,0 \div 3,5$) раза меньше. Поэтому рекомендуется, чтобы эластичная втулка ролика, содержащего цепь, была изготовлена из резины марки 3826 и имела $S_r = 15,5 \cdot 10^3$ Н/м.



Где, $1 - \Delta M_e = f(C_p)$; $2 - \Delta M_s = f(C_p)$;
 $n_p = 2,8 \cdot 10^2$ кг/с

Рисунок 23. Графики зависимости колебательного охвата крутящих моментов на валах звездочек цепной передачи очистного винтового конвейера, несущего линта, от эластичной втулки ролика цепи

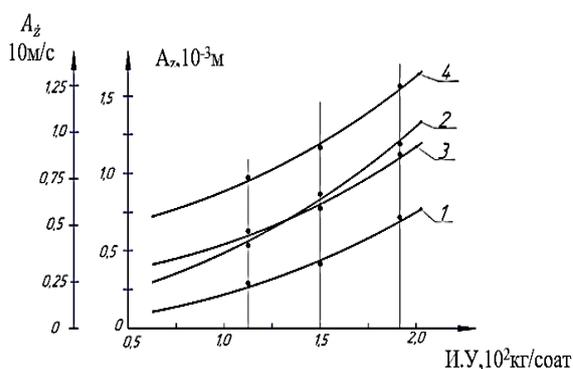
С увеличением производительности работы винтового конвейера амплитуда колебаний сетчатый поверхности увеличивается. (Рис.22). При этом частота колебаний сетчатый поверхности изменяется в основном в зависимости от частоты вращения винтового вала, а также от частоты изменения технологического сопротивления. Следует отметить, что на приведенных осциллограммах сетчатая поверхность резиновых амортизаторов на опорах предыдущего s_1 и последующего s_2 будет иметь одинаковые коэффициенты прочности

Поэтому сетчатая поверхность колеблется только в вертикальном направлении. На основе этих осциллограмм были получены графики

связывания параметров. В частности, на рисунке 24 приведены графики зависимости вертикальных колебаний сетчатой поверхности от изменения амплитуды сдвига и скорости конвейерной работы.

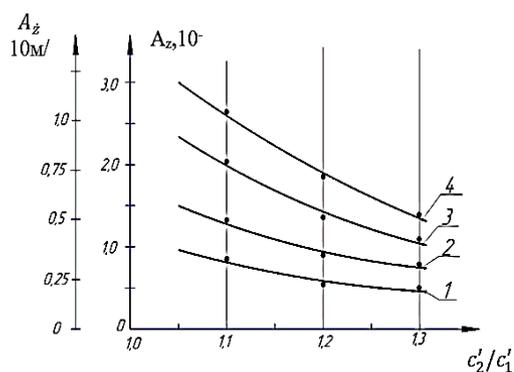
Исходя из анализа, производительность конвейера колеблется от $0,75 \cdot 10^2$ кг/ч до $1,86 \cdot 10^2$ кг/ч при транспортировке и очистке линта, когда момент инерции сетчатой поверхности составляет $0,25$ кг/м², амплитуда колебаний поверхности сетки увеличивается в линейном соединении с $0,46 \cdot 10^{-3}$ м до $0,46 \cdot 10^{-3}$ м, соответственно скорость колебаний амплитуда можно увидеть увеличение с $0,82 \cdot 10$ м/с до $1,62 \cdot 10$ м/с (рис.24 графики 2,4). Точно так же при $J_t=0,31$ кгм² значения A_z увеличиваются с $0,23 \cdot 10^{-3}$ м до $0,59 \cdot 10^{-3}$ м. При этом значения A_z увеличиваются с $0,37 \cdot 10$ м/с до $0,82 \cdot 10$ м/с. (Рис.24, графики 1,3). Основная причина этого в том, что с увеличением момента инерции значение колебаний уменьшается.

На полученном рисунке 24 приведены графики зависимости амплитуды сдвига и скоростных колебаний поверхности амортизирующей сетки рекомендуемого транспортера и очистительного линта винтового конвейера от соотношения коэффициентов амортизирующей прочности.



1,2- $A_z=f(I.U)$; 3,4- $A_z=f(I.U)$; 1,3- $J_t=0,31$ кгм²;
2,4- $J_t=0,25$ кгм²;

Рисунок 24. Графики зависимости вертикальных колебаний сетчатой поверхности смещения и амплитуды скорости от изменения производительности конвейера



2,4- предыдущий s_1' опоре; 1,3- задней s_2' опоре
1,2- $A_z=f(s_2/s_1)$; 3,4- $A_z=f(s_2/s_1)$

Рисунок 25. Графики зависимости амплитуды смещения поверхности амортизирующей сетки рекомендуемого винтового конвейера и колебаний скорости от соотношения коэффициентов амортизирующего усилия

Согласно анализу встроенного графика s_2'/s_1' , показатель увеличился с 1,3 до 1,1 от значения силы, с которой поднимался к сетчатой поверхности при вибрации амплитудой с $1,4 \cdot 10^{-3}$ м до $0,65 \cdot 10^{-3}$ м, скорость вибрации снизилась на $0,92 \cdot 10$ м/с с $0,33 \cdot 10$ м/с уменьшится. Соответственно, последующая деформация амортизаторов основания при увеличении значений s_2'/s_1' до 1,3, т. е. значения A_z уменьшаются с $0,93 \cdot 10^{-3}$ м до $0,419 \cdot 10^{-3}$ м при нелинейном соединении s_2' в основании. При этом значения A_z уменьшаются в нелинейном соединении с $0,766 \cdot 10$ м/с до $0,463 \cdot 10$ м/с.

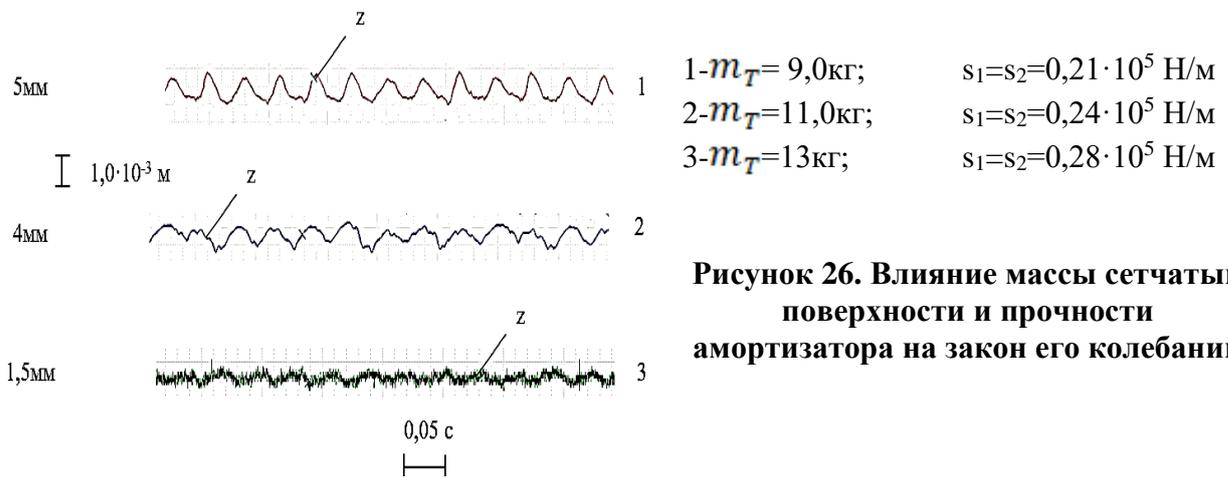
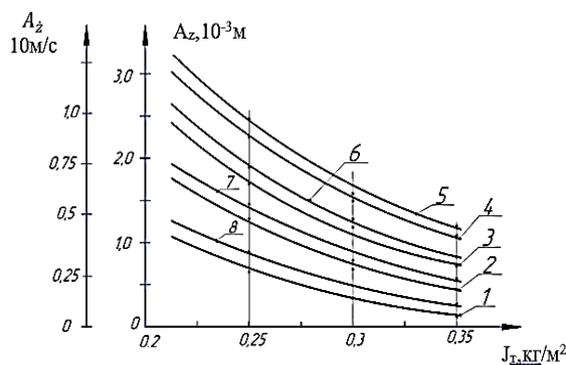


Рисунок 26. Влияние массы сетчатый поверхности и прочности амортизатора на закон его колебаний

Следовательно, для эффективной транспортировки и интенсификации очистки линта требуется, чтобы амплитуда колебаний передней части сетчатой поверхности была выше, чем у следующей. При этом ускоряется выталкивание линта. Следовательно, $s'_2/s'_1=(1,15\div 1,25)$ желательно, чтобы передние опоры были из резины марки 7IPR13-46, а амортизаторы задних опор-из резины марки 3826MVS. На рисунке 26 показано влияние массы сетчатой поверхности и амортизационных прочностей на закон ее колебаний.

По их анализу, чем выше момент инерции сетчатой поверхности, тем меньше амплитуда и скорость ее колебаний. На полученном рисунке 27 показаны графики зависимости изменения амплитуды сдвига и скоростных колебаний опор сетчатых поверхностных амортизаторов с изогнутыми отверстиями под разработанным винтовым конвейером от момента инерции сетчатый поверхности.



1,2,7,7- $A_z=f(J_t)$; 3,4,5,6- $A_z=f(J_t)$;
 1,3 $c'_2/c'_1=1,1$; 2,4- $c'_2/c'_1=1,3$;
 5,6,7,8- опоре s_1 ; 1,2,3,4- опоре s_2
Рисунок 27. Графики зависимости изменения амплитуды сдвига и скоростных колебаний опор сетчатых поверхностных амортизаторов с изогнутыми отверстиями под разработанным винтовым конвейером от момента инерции сетчатой поверхности

Соответственно $c'_2/c'_1=1,3$ амплитуда A_z предыдущего показателя базовой вибрации составляет 1,3 при получении значения от $0,61\cdot 10^{-3}$ до $0,62\cdot 10^{-3}$ м. Изменение значения силы нажатия A_z от $1,48\cdot 10^{-3}$ м до $0,51\cdot 10^{-3}$ м будет уменьшаться. Амплитуда скорости A_z уменьшается с $1,07\cdot 10$ м/с на передних опорах до $0,39\cdot 10$ м/с на задних опорах с $0,91\cdot 10$ м/с до $0,34\cdot 10$ м/с на задних опорах. Это означает, что средняя часть сетчатой поверхности должна иметь амплитуду колебаний в диапазоне $(1,0\div 1,5)10^{-3}$ м, а также $s'_2/s'_1=(1,15\div 1,25)$ желательно, чтобы момент инерции сетчатой поверхности находился в диапазоне $J_t\leq(0,29\div 0,35)$ кгм², чтобы гарантировать, что он находится в пределах диапазона. Полученная здесь разница графических связей с теоретическими результатами не превышает $(4,5\div 6,5)\%$.

В пятой главе диссертации, озаглавленной «**Результаты многофакторных экспериментальных исследований винтового конвейера новой конструкции, несущего и очищающего линта**», представлены результаты полнофакторных экспериментов по определению оптимального значения параметров винтового конвейера с волнообразной поверхностью и цепной передачи с эластичным элементом, установленных на механизме сцепления.

Принятые входящие факторы: X_1 -амплитуда волны в волновом винте, X_2 -число оборотов волнового винта, X_3 -шаг волны на поверхности винта, при котором в качестве исходящих факторов принят производительность очистки линта.

При этом уравнение регрессии выглядело следующим образом:

$$\bar{Y}_R = 7,41 + 0,0542X_1 - 0,255X_2 - 0,375X_3 + 0,193X_1 X_2 - 0,163X_1 X_3 + 0,075X_2 X_3 + 0,064X_1 X_2 X_3$$

Рекомендуемые значения входящих факторов подбирались следующим образом: амплитуда волны на волновом винте - $7,5 \cdot 10^{-3}$ м; число оборотов на волновом винте - 28 об/мин; шаг волны на винте - $0,6 \cdot 10^2$ м.

Анализ результатов эксперимента. Для дальнейшего уточнения исследований численное решение уравнения было решено в Excel ЭВМ, где были получены графики зависимости параметров.

- Рекомендуемые значения входящих факторов выбирались следующим образом:

- амплитуда волны в волновом винте - $7,5 \cdot 10^{-3}$ м;
- количество оборотов волнового винта - 28 об/мин;
- шаг волны на винте - $0,6 \cdot 10^2$ м.

В этих рекомендуемых значениях обеспечивается эффективность очистки линта в винтовом конвейере с волнистой поверхностью в диапазоне $(8,15 \div 8,2)\%$.

Проведены полнофакторные экспериментальные исследования по обоснованию параметров конструкции конвейера с овальной сетчатой поверхностью с отверстиями эластичного элемента для несущего и очищающего линта.

При этом в качестве факторов, влияющих на эффект очищения линта на конвейере (исходящий фактор), были получены входящие факторы X_1 -скорость вращения вала винта (аил/мин), X_2 -отклонение отверстий в сетчатой поверхности (градусы), X_3 -показатели прочности амортизаторов опор сетчатой поверхности .

При этом уравнение регрессии выглядело следующим образом:

$$Y_{R1} = 91,68 - 10,58x_1 - 4,93x_2 - 5,01x_3 - 10,16x_1^2 - 8,98x_2^2 - 6,23x_3^2$$

В заключение можно сказать, что на основании статистического анализа результатов проведенного эксперимента и чертежей оптимизационных решений хлопкоочистительные предприятия в цехе прессования с использованием винтового конвейерного устройства с сетчатой поверхностью с эластичной опорой для извлечения примесей из

линта (линт) (I сорт Андижан-36) получают 94,7-98,7% линт из хлопка, (II сорт Андижан -36) из хлопка получено 93,9-97,6% линт, из хлопка (III сорт Андижанский-36) - 93,6-97,5% линта. Наибольшее значение достигается за счет обеспечения высокого ресурса агрегата и эффекта очистки линта (линт) при скорости вращения винтового вала устройства, принятой в качестве входящих факторов, $X_1=65$ об/мин, а также за счет соотношения коэффициентов прочностей отверстий сетчатой поверхности $X_2=30$ градусов и амортизации опор сетчатой поверхности $s_2/s_1=1,25$.

В шестой главе диссертации, озаглавленной **«Результаты сравнительных испытаний и экономическая эффективность производства рекомендуемым эффективной конструкции винтового конвейера для транспортировки и очистки линта»**, отражены результаты испытаний в производстве винтового конвейера с волнистой поверхностью винта с сетчатым покрытием, состоящим из овальных отверстий, и ожидаемые результаты экономической эффективности от внедрения этих устройств в промышленность.

На предприятиях «Боз хлопкоочиститель» и «Ходжаабд хлопкоочиститель» рекомендуемая винтовая поверхность выполнена в волнистой форме, и при применении конструкции цепной передачи с эластичным элементом было показано снижение содержания различных примесей в линте по сравнению с существующей конструкцией, в то время как эффективность очистки в процессе транспортировки увеличилась с 5,75% до 10,54% в зависимости от разновидностей пуха, ресурс конвейера увеличился на 25%, изнашивания цепного ролика снизилась в 3 раза, шум уменьшился в 2,8 раза.

За счет улучшения качественных показателей волокна, получаемого из перерабатываемого хлопкового сырья, при применении результатов исследований в производство достигнут экономически эффективный годовой объем 163938,75 сумов.

Хлопкоочистительный завод Pop, принадлежащий ООО «Art Soft Cluster Holding», и хлопкоочистительные предприятия Jalaquduq, принадлежащие ООО «Alyorteks», имеют рекомендуемые волнообразные поверхности винтов и вибрационные отверстия овальной формы. уменьшение количества различных примесей в составе, в то время как эффективность очистки в процессе транспортировки показала увеличение с 6,94% до 11,48% в зависимости от сортов линта, а ресурс конвейера увеличился на 25%.

В результате внедрения результатов исследований в производство ежегодно производится 177,9 млн. сумов достиг экономического эффекта.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. - разработана конструктивная схема винтового конвейера с волнообразной поверхностью, несущая и очищающая линта;
- рекомендована винтовая конвейерная конструкция с вибрирующей сетчатой поверхностью, установленная на эластичных опорах;

- разработана конструктивная схема эффективного двухвинтового конвейера;
- разработана конструктивная схема трехзонного сетчатого поверхностного винтового конвейера с ленточными опорами с наклонными овальными отверстиями;
- для винтовых конвейеров, несущих и очищающих линта, рекомендована конструкция цепной передачи с ресурсосберегающим эластичным элементом.

2. Предложенные механизмы винтовой конвейерной передачи по вариантам исполнения (ленточная, цепная передачи, муфта) разработаны с учетом динамических и математических моделей одномассовых трех- и четырехмассовых машинных агрегатов, механических характеристик электропривода, моментов инерционного, диссипативно-прочного и поступающего от вала сопротивления по всем трем зонам винта.

3. На основе численного решения задачи агрегатирования одномассовых машин получены законы изменения угловой скорости винтового вала наружного конвейера очистки линта. Построены графики зависимости охвата угловой скорости винта от высоты волн на поверхности винта. В соответствии с результатами экспериментальных исследований, $\Delta\dot{\phi}_e \leq (2,5 \div 3,5)c^{-1}$ коэффициент неравномерности угловой скорости вала винта уменьшается до $(6,5 \div 10,5)\%$ при учете степени ворошения линта (по всем трем зонам). Таким образом, создается возможность увеличения скорости вращения винтового конвейера, то есть производительности работы винтового конвейера.

4. На основе решения задачи динамики трехмассового машинного агрегата были получены закономерности изменения ротора привода, винтового конвейера, крутящих моментов на валах, угловых скоростей. По результатам исследований угловые скорости несущего ротора и винтового вала значительно возросли, когда технологическое сопротивление при транспортировке и очистке линта учитывалось по всем трем зонам. Поэтому установлено, что производительность работы конвейера может быть увеличена до $(4,5 \div 6,5)\%$.

5. За счет уменьшения коэффициентов неравномерности угловых скоростей на валу ротора и валу винта, за счет уменьшения коэффициентов неравномерности в машинных агрегатных единицах моментов инерции в диапазоне $J_{dp}=(1,95 \div 2,3)$ кгм² и $J_e=(4,3 \div 4,5)$ кгм² рекомендовано взять. При транспортировке и очистке линта происходит плавность хода ротора и винтового вала за счет уменьшения по зонам общего технологического сопротивления, идущего от нее. Для обеспечения достаточного уровня быстродействия винтового вала рекомендовано принимать соотношение коэффициентов крутящего момента цепной передачи и муфты в диапазоне $s/c_r=(0,72 \div 0,81)$.

6. Были разработаны динамические и математические модели четырехмассового машинного агрегата рекомендуемого винтового конвейера. На основе численного решения:

- определены законы движения рабочих органов и ведомств;

- получены графики изменения угловых скоростей и крутящих моментов на выходном валу, муфте и винтовых валах рекомендуемого винтового конвейерного редуктора для транспортировки-очистки линта в зависимости от производительности работы. Когда производительность труда не превышает $(180\div 200)$ кг/ч, отсюда рекомендуемые значения: $\dot{\phi}_B=(55\div 60) \text{ s}^{-1}$; $\dot{\phi}_P=(80\div 90)\text{s}^{-1}$; $\Delta\dot{\phi}_B=(6,0\div 6,5)\text{s}^{-1}$; $\Delta\dot{\phi}_P=(4,5\div 5,0)\text{s}^{-1}$. Было обнаружено, что соответствующие угловые скорости увеличиваются в диапазоне $(2,5\div 3,5)\%$ при измерении сопротивления по зонам;

- чрезмерное увеличение покрытия вибрации угловой скорости винта увеличивает дополнительную вибрацию, и повреждение линта. Следовательно, рекомендуется выбирать рекомендуемые значения для ленточной передачи в диапазоне $S_t=(280\div 340) \text{ Нм/рад}$; $b_T=(3,3\div 3,8) \text{ Нм/рад}$, чтобы гарантировать, что $\Delta\dot{\phi}_B=(6,0\div 6,5)\text{s}^{-1}$; $\Delta\dot{\phi}_P=(4,5\div 5,0)\text{s}^{-1}$;

- для обеспечения того, чтобы угловая скорость винта не превышала вибрационный охват $(6,0\div 6,5) \text{ s}^{-1}$, в существующем варианте целесообразно выбирать значения момента инерции в диапазоне $J_g=(3,8\div 4,5) \text{ кгм}^2$, а в варианте рекомендации ν_a рекомендуемые значения момента инерции конвейерного винта $J_g=(2,9\div 3,5) \text{ кгм}^2$.

7. Получены расчетные схемы и формулы для определения силы тяжести на волнообразной поверхности винта куска линта по всем трем зонам. Выявлены закономерности построения графиков зависимости сил перемещения линта от массы линта по зонам на винте с волнистой поверхностью конвейера для транспортировки и очистки линта. Установлено, что при увеличении угла наклона винта до $(0,51\div 0,77)$ усилие сдвига вала увеличивается до $(0,4\div 1,05) \text{ Н}$ в I-й зоне, $(0,63\div 1,53) \text{ Н}$ во II-й зоне и $(0,92\div 2,6) \text{ Н}$ в III-й зоне. При этом уменьшается расстояние транспортировки при очистке линта, что приводит к увеличению силы скольжения. Поэтому для предотвращения увеличения этой силы рекомендуются следующие значения: III-зона $m_3=(1,6\div 2,2) \text{ кг}$, $\alpha=0,6 \text{ рад}$; II-зона $m_2=(2,2\div 2,8) \text{ кг}$, $\alpha=0,63 \text{ рад}$; I-зона $m_1=(2,8\div 3,55) \text{ кг}$, $\alpha=0,65 \text{ рад}$.

8. Построены графики зависимости силы перемещения линта от фазы размещения линта на винте с волнистой поверхностью линтоочистительно – транспортного конвейера. При коэффициенте трения $f=0,4$ (I-зона), $f=0,35$ (II-зона), $f=0,3$ (III-зона) сила смещения линта также увеличивается, а законы его убывания изменяются с $2,37 \text{ Н}$ до $0,7 \text{ Н}$ (I-зона), с $1,72 \text{ Н}$ до $0,6 \text{ Н}$ (II-зона) и уменьшается в диапазоне от $1,4 \text{ Н}$ до $0,2 \text{ Н}$ (зона III). При этом целесообразно, чтобы рекомендуемое значение фазы локализации линта находилось в диапазоне $\beta=0,65 \text{ рад}$ в I-зоне; $\beta=0,6 \text{ рад}$ во II-зоне; и $\beta=0,55 \text{ рад}$ в III-зоне.

9. На винтовом конвейере с волнистой поверхностью построены графики зависимости сдвига линта от фазы $\beta = (0,5 \div 0,65) \text{ рад}$ его размещения. Чтобы обеспечить высокую эффективность очистки линта, желательно, чтобы линт находился на волновой поверхности во всех трех зонах с интервалом между фазами и радиусом кривизны волны $(0,8 \div 1,2) \cdot 10^{-2}$ м.

10. В результате экспериментальных исследований электротензометрическим методом определены закономерности изменения угловых скоростей и моментов на валу винта и валу ведущей звезды винтового конвейера транспортировки и очистки линта в различных условиях работы. Построены графики зависимости угловой скорости от производительности винтового конвейера с волнистой поверхностью волокондержателя и очистки и угловой скорости вала направляющей звезды передачи. Увеличение покрытия вибрации угловой скорости приводит к дополнительной вибрации линта и увеличению эффективности его очистки за счет конечного результата. Но $\Delta\dot{\phi}_6$ и $\Delta\dot{\phi}_3$ больше, чем $(3,5 \div 4,0) \text{ s}^{-1}$ увеличивает повреждение линта, уменьшая ресурс машины. Поэтому желательно, чтобы параметры имели рекомендательные значения $h \leq (1,2 \div 1,4) \cdot 10^{-3}$.

11. На основе анализа закономерностей изменения крутящего момента на валу винтового конвейера и звездчатом валу ведущей шестерни с волнообразной поверхностью, несущей и очищающей линта, построены графики зависимости крутящего момента на валу винтового конвейера от производительности работы и изменения амплитуды волны. Увеличение частоты колебаний крутящего момента приводит к дополнительной вибрации линта, повышению эффективности очистки. Но с увеличением частоты колебаний M_3 приводит к увеличению хода, трения и трения в звездочках в цепной передаче и редукторе. Поэтому целесообразно принимать значения параметров, особенно шага волны $(0,8 \div 1,0) \cdot 10^{-1}$ на поверхности винта в диапазоне $h \leq (1,2 \div 1,4) \cdot 10^{-3}$ и амплитуды волны для уменьшения ΔM_6 и ΔM_3 .

12. Определено влияние резиновой втулки в рекомендуемой приводной цепи на закон движения винтового конвейера и характер нагрузки. Построены графики зависимости вибрационного покрытия крутящих моментов на валах звездочек цепной передачи очистного винтового конвейера, несущего линта, от эластичной втулки ролика цепи. Втулка ролика цепи была рекомендована из резины марки 3826, $S_r = 15,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$. Получены закономерности изменения шума на существующих и рекомендуемых линтовых транспортерах и очистных конвейерах. Транспортёр и очиститель линта было обнаружено и сравнено, что показатели шума на существующих и рекомендованных конвейерах с втулками снижают уровень шума на рекомендованном винтовом конвейере до $(10 \div 12)\%$ по сравнению с существующим винтовым конвейером.

13. Получены графики зависимости амплитуд смещения и скорости вертикальных колебаний поверхности сетки от изменения производительности конвейера. Исходя из анализа, производительность конвейера колеблется от $0,75 \cdot 10^2$ кг/ч до $1,86 \cdot 10^2$ кг/ч при транспортировке и очистке линта, когда момент инерции поверхности сетки составляет $0,25$ кгм², амплитуда колебаний поверхности сетки увеличивается с $0,46 \cdot 10^{-3}$ м до $0,46 \cdot 10^{-3}$ м при нелинейном соединении, соответственно скорость колебаний амплитуда было обнаружено, что он увеличивается с $0,62 \cdot 10$ м/с до $1,24 \cdot 10$ м/с.

14. Получены графики зависимости амплитуд сдвига и скоростных колебаний поверхности амортизирующей сетки рекомендуемого винтового конвейера от коэффициентов плотности амортизаторов. Для обеспечения вертикального колебания сетчатой поверхности в пределах $(1,0 \div 1,5) \cdot 10^{-3}$ м коэффициенты плотности амортизаторов $(0,225 \div 0,255) \cdot 10^5$ Н/м целесообразно применять резину марки 3806 MVS.

15. Установлены закономерности графиков зависимости амплитуды перемещения и колебаний скорости рекомендуемого лентоподающего и очистительного винтового конвейера с амортизатором от соотношения коэффициентов узлов амортизатора. Для эффективной транспортировки хлопкового линта и интенсификации очистки требуется, чтобы амплитуда колебаний передней части сетчатой поверхности была выше, чем у следующей. При этом ускоряется сдвиг линта хлопка. Следовательно, $c'_2/c'_1 = (1,15 \div 1,25)$ желательно, чтобы передние опоры были из резины марки 7IPR13-46, а амортизаторы задних опор - из резины марки 3806 MVS.

16. По результатам полномасштабных экспериментов с рекомендованным винтовым конвейером с волновой поверхностью были определены следующие параметры параметров: амплитуда волны на волновом винте - $7,5 \cdot 10^{-3}$ м; число оборотов волнового винта - 28 м/мин; шаг волны на винте - $0,6 \cdot 10^2$ м. Скорость вращения вала винта - 65 об/мин; отклонение отверстий в поверхности сетки - 30 градусов; коэффициент прочности амортизатора опор сетчатой поверхности - $2 \cdot 10^4$ Н/м.

В этих рекомендуемых значениях обеспечивается эффективность очищения линта в винтовом конвейере с волнистой поверхностью в диапазоне $(8,15 \div 8,2)\%$.

17 По результатам сравнительного производственного испытания на Бозском хлопкоочистительном заводе эффективность очистки увеличилась с 5,75% до 10,54% в зависимости от видов линта, показали, что ресурс конвейера увеличился на 25%, износ цепных роликов уменьшилась в 3 раза, шум в 2,8 раза уменьшилось. Годовая экономическая эффективность составила 163 938,75 тысяч сумов, на Ходжаабадском хлопкоочистительном комбинате - 161 247,22 тысяч сумов.

Усовершенствованный волнообразный винтовой конвейер с рекомендованной лентонесущей и вибрирующей сетчатой поверхностью на хлопкоочистительном заводе Попа показал увеличение эффективности

очистки с 6,94% до 11,48% в зависимости от сорта линта, а ресурс конвейера увеличился на 25%.

На хлопкоочистительном комбинате Джалакудук эффективность очистки увеличилась с 7,78% до 9,56% в зависимости от сорта линта хлопка, а ресурс конвейера увеличился на 25%. Годовая экономическая эффективность Попского хлопкоочистительного комбината составила 177 930,40 тысяч сумов, Джалакудукского хлопкоочистительного комбината – 163 938,75 тысяч сумов.

**ONE-TIME SCIENTIFIC COUNCIL FOR THE AWARD OF THE
DEGREE OF DOCTOR OF SCIENCE (DSc), ORGANIZED ON THE BASIS
OF THE SCIENTIFIC COUNCIL PhD.03/30.09.2020.T.124.01 FOR THE
AWARD OF SCIENTIFIC DEGREES OF THE ANDIJAN MACHINE
BUILDING INSTITUTE**

ANDIJAN MACHINE BUILDING INSTITUTE

**YULDASHEV KOZIMJON KOMILZHONOVICH
SCIENTIFIC BASIS FOR THE DEVELOPMENT AND CALCULATION
OF DESIGN PARAMETERS OF SCREW CONVEYORS FOR THE
TRANSPORTATION OF BULK MATERIALS
05.02.03 – Technological machines. Robots, mechatronics
and robotic systems**

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

Andijan – 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 B2022.4.DSc/T556

The doctoral dissertation is made in the Andijan machine-building institute.

The abstract of the dissertation is posted in three languages (Uzbek, Russian, English (abstract)) on the website (www.andmiedu.uz) and on the Information of the Educational Portal “ZiyoNet” (www.ziynet.uz).

Scientific adviser:

Djuraev Anvar Djurayevich
doctor of technical sciences, professor

Official opponents:

Qayumov Juramirza Abdiramatovich
doctor of technical sciences, ass. professor

Sarimsaqov Olimjon Sharipjanovich
doctor of technical sciences, professor

Azizov Shuxrat Mamatovich
doctor of technical sciences, ass. professor

Leading organization:

Fergana Polytechnic Institute

The defense of the dissertation awards an academic degree at the Andijan machine-building institute PhD.№.03/30.09.2020.T.124.01 of the one-time scientific council awarding the academic degree of Doctor of Science (DSc) on the basis of the numerical Scientific Council 2025 “3” January at 14⁰⁰ hours. Address: 170119, Andijan, st. Boburshox, 56. Tel: (99874) 223-43-67; fax: (99874) 223-43-67; e-mail: info@andmiedu.uz; e-xat: andmi@exat.uz

The dissertation can be reviewed at the Information and Resource Center of Andijan machine-building institute (registration number 19). (Address: 170119, st. Boburshox 56, Andijan Tel: (99891) 612-30-06; fax: (99874) 223-43-67); e-mail: andmi-arm@umail.uz.

Abstract of dissertation sent out on 23 - december 2024.
(mailing report № 19 on 23 – december 2024).



U.M.Turdialiyev
Chairman of scientific council for awarding degree, doctor of technical sciences

Sh.H.Yuldashev
Scientific secretary of scientific council for awarding degree, doctor of philosophy technical sciences

K.Z.Kosimov
Chairman of scientific council seminar at the Scientific Council for the awarding academic degrees, doctor of technical sciences

E'LON QILINGAN ISHLAR RO'YXATI
СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ
LIST OF PUBLISHED WORKS

I bo'lim (I част; I part)

1. A.Djuraev, K.Yuldashev “Texnologik mashinalarning vintli konveyer konstruksiyasini takomillashtirish va hisoblashning ilmiy asoslari”. Monografiya. “Usmon Nosir Media”. Namangan 2022.
2. A.Djuraev, K.Yuldashev, Ya.Xusanov, L.Maxmudov Vintli konveyer. Uzb. Res. Patent. № IAP 06472 31.05.2021, Byul., №5
3. A.Djuraev, K.Yuldashev, Sh.Madraximov, Sh.To'raev Vintli konveyer. Uzb. Res. Patent. № FAP 02207 28.02.2023. Byul., № 2
4. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev. T.Nizomov Paxta tozalash agregatining tozalash bo'limasi. Uzb. Res. Patent. № IAP 07541 31.10.2023.
5. K.Yuldashev “Dynamic analysis of a screw conveyor machine assembly with a wave-shaped profile”. FerPI Ilmiy texnika jurnali 2023. Tom 27. № 2. 61-65 b, ISSN: 2181-7200. (05.00.00.№20).
6. K.Yuldashev. “Vintli konveyer vallaridagi burovchi momentlarini tajribaviy tadqiqotlarda aniqlash”. NamMTI “Ilmiy texnika jurnali” Tom 7 Maxsus son 1 2022 y. 412-420 b. ISSN 2181-8622. (05.00.00.№33).
7. K.Yuldashev “Paxtani tashuvchi va tozalovchi vintli konveyer vinti parametrlarini asoslash”. AndMI “Ilmiy texnika jurnali” № 1 maxsus son. 2024. 51-56 b. ISSN 2181-1539 (05.00.00; O'zRes Oliy attestatsiya komissiyasi Rayosatining 2021-yil 30-dekabrdagi №310/14.2-son qarori).
8. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev “Development of construction of a screw conveyor that transports and cleans cotton, justification of screw parameters” E3S Web of Conferences 471, 04011 (2024) TITDS-XIV-2023 P. 1-8 <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202447104011/>
9. A.Djuraev, K.Yuldashev, Sh.Daliyev, T.No'zomov “Results of theoretical research of curved pile drums for cleaning cotton from small impurities”. XI International Scientific and Practical Conference Innovative Technologies in Environmental Science and Education (ITSE-2023) 13 October 2023 E3S Web of Conferences 431, 01058 (2023) ITSE-2023.
10. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev “Experimental test results on vibration and design of screw conveyor belt-supported mesh surface”. Journal of Engineering and Technology (JET) ISSN(P):2250-2394; ISSN(E): Applied Vol. 13, Issue 2, Dec 2023, 87– 94 p. (05.00.00; №31).
11. A.Djurayev, K.K.Yuldashev, O.A.Teshaboyev “Theoretical studies on screw conveyor for transportation and cleaning of linter and design of constructive parameters of transmissions” “Scientific and technical journal” Namangan institute of engineering and technology Volume 8, Issue 1 2023 P. 29-35. ISSN 2181-8622 (05.00.00.№33).

12. A.Djuraev, K.Yuldashev, S.Muxamedjanova “Konveyer vinti to‘lqinsimon yuzadagi momiq bo‘lagini tortish kuchini hisoblash” Acta of Turin Polytechnic University in Tashkent. 2020 №10 S. 59-64. (05.00.00.№25).

13. Q.Ermatov, A.Djurayev, K.K.Yuldashev, Sh.To‘rayev “Development of an effective design and justification of the parameters of the screw conveyor for the transportation and cleaning of cotton”. NamMTI “Ilmiy texnika jurnali” 2020 maxsus son. 106-111 b. ISSN 2181-8622 (05.00.00.№33).

14. K.Yuldashev, A.Djurayev, A.Mamaxonov, H.Sobirov, D.Eshonxo‘jayev “Method of calculation of the service life of a drive roller chain drive with an elastic element”. NamMTI “Ilmiy texnika jurnali” 2020 maxsus son. 183-190 b. ISSN 2181-8622 (05.00.00.№33).

15. H.Sobirov, K.Yuldashev, S.Xadjiyeva “Synthesis of a hybrid engine for cars and its basic parameters”. NamMTI “Ilmiy texnika jurnali” 2020 maxsus son. 359-364 b. ISSN 2181-8622 (05.00.00.№33).

16. A.Djuraev, K.Yuldashev, T.Nizomov “Momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyer samarali konstruksiyasining ko‘p omilli tajriba natijalari” AndMI “Ilmiy texnika jurnali” 2021 №4. 101-106 b. ISSN 2181-1539 (05.00.00 №310).

17. Sobirov X, Bekqulov B, Yuldashev K, Xakimov M “Application of lagrange equations of second kind to a mechanism with two degrees of freedom”. NamMQI “Mexanika va texnologiya ilmiy jurnali” 2022 №2 son. 30-35 b. ISSN 2181-158X (05.00.00.№311)

18. K.Yuldashev, A.Djuraev, O.Teshaboev. “Vintli konveyer vallaridagi burchak tezliklarni tajribada aniqlash” Andijon mashinasozlik instituti “Mashinasozlik” ilmiy-texnika jurnali №2, 2022 y B. 200-206. ISSN:2181-1539 200-206 b. (05.00.00; O‘zRes Oliy attestatsiya komissiyasi Rayosatining 2021-yil 30-dekabrda №310/14.2-son qarori).

19. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev. S.Xadjiyeva “Experimental determination of torque moments and noise on fluff transporter and cleaner screw conveyor shafts”. AndMI “Ilmiy texnika jurnali” 2022 №3. 196-207 b. ISSN 2181-1539. (05.00.00 №310).

20. A.Djurayev, K.Yuldashev, O.Teshaboyev “Results of experimental determination of torque moments and noise on fluff transporter and cleaner screw conveyor shafts” Tashkent state technical university named after Islam Karimov “Technical science and innovation” №3/2022 P. 188-197. ISSN:2181-0400 (05.00.00; №16).

21. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev. “Vintli konveyer bir massali mashina agregati dinamikasi tahlili” Andijon mashinasozlik instituti “Mashinasozlik” ilmiy-texnika jurnali №3(Maxsus son), 2022 y B. 277-282. ISSN:2181-1539 277-282 b. (05.00.00; O‘zRes Oliy attestatsiya komissiyasi Rayosatining 2021-yil 30-dekabrda №310/14.2-son qarori).

22. A.Djuraev, K.Yuldashev, I.Marasulov, A.Toxirov “Vintli konveyer samarali konstruktiv sxemasini ishlab chiqish”. AndMI “Ilmiy texnika jurnali” 2022 №4. 314-318 b. ISSN 2181-1539. (05.00.00; O‘zRes Oliy attestatsiya komissiyasi Rayosatining 2021-yil 30-dekabrda №310/14.2-son qarori).

23. Sobirov X, Yuldashev K, Hakimov M. “Применение уравнений лагранжа 2-го рода к механизму с двумя степенями свободы” AndMI “Ilmiy texnika jurnali” 2022 №4. 23-29 b. ISSN 2181-1539. (05.00.00; O‘zRes Oliy attestatsiya komissiyasi Rayosatining 2021-yil 30-dekabrda №310/14.2-son qarori).

24. A.Djurayev, K.Yuldashev, O.Teshaboyev “Production tests of advanced screw conveyor and chain transmission for lint transportation”. Scientific-technical journal Engineering problems and Innovations (EPAI). Vol. 01. | Iss. 01. | Fergana 2023 ISSN 2181-4171 (№71 [Journalseeker](#))

25. K.Yuldashev, O.Teshaboyev, D.Eshonxo‘jaev “Динамика машинного агрегата с шнековым приводом для транспортировки и очистки хлопкового линта”. Innovative Development in Educational Activities VOLUME 2 | ISSUE 5 | 2023. ISSN: 2181-3523. <http://sjifactor.com/passport.phpid=22323>

26. A.Djurayev, K.K.Yuldashev, O.A.Teshaboyev “Determination of radial speed in screw conveyor shafts based on experimental research”. “Research and education” scientific journal volume 1, issue 8, november, 2022 192-199 b ISSN: 2181-3191. (№91 Sjifactor)

27. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboyev “Tavsiya etilgan modernizatsiya qilingan vintli konveyerli tolali materialni tozalagich konstruksiyasini qiyosiy ishlab chiqarish sinovlari natijalari tahlili.” Andijon mashinasozlik instituti “Mashinasozlik” ilmiy-texnika jurnali №4, 2023 y. 82-85 b. ISSN:2181-1539 (05.00.00; O‘zRes Oliy attestatsiya komissiyasi Rayosatining 2021-yil 30-dekabrda №310/14.2-son qarori).

28. A.Djuraev, O.Teshaboyev, K.Yuldashev. “Tavsiya etilgan samarali vintli konveyer to‘rli yuzasini tebranish ko‘rsatkichlari tahlili”. FerPI, “Ilmiy texnika jurnali” 2023 y. Tom 27. №6, 62-67 b. (05.00.00.№20).

29. A.Djuraev, O.Teshaboyev, K.Yuldashev “Vintli konveyerli tolali materiallarni tozalagichning to‘rli yuzasini tebranishlarini tahlili”. Buxoro muxandislik-texnologiya instituti “Fan va texnologiyalar taraqqiyoti” ilmiy-texnikaviy jurnali №5. 2023 y. 29-35 b. ISSN 2181-8193 (05.00.00.№24).

30. K.Yuldashev, O.Teshaboyev, T.Nizomov. “Разработка конструкции эффективной винтового конвейера транспортирующего и очищающего хлопок, обоснование параметров винта”. “Механика muammolari” 2023 №4 91-97 b. (05.00.00.№6).

31. A.Djuraev, K.Yuldashev, Sh.Daliev, T.Nizomov. “Paxtani mayda iflosliklardan tozalagich barabani egri qoziqchasi egrilik radiusi qiymatlarini hisoblik natijalari”. NamMQI “Mexanika va texnologiya ilmiy jurnali” 2023 №3 son. 31-37 b. ISSN 2181-158X. (05.00.00.№311)

32. A.Djuraev, K.Yuldashev, Sh.Xudoyqulov, T.Nizomov. “Paxtani mayda iflosliklardan tozalagich barabani egri qoziqchalari sirtida paxta bo‘lagi harakatini matematik modellashtirish”. NamMQI “Mexanika va texnologiya ilmiy jurnali” 2023 №3 son. 37-43 b. ISSN 2181-158X. (05.00.00.№311)

33. K.Yuldashev, O.Teshaboyev, Sh.Xudoyqulov. “Vintli konveyer mashina agregati yuritgich-reduktori va vint valini harakat qonunlarini aniqlash”. NamMQI

II bo‘lim (II chaxt; II part)

34. К.Юлдашев “Разработка эффективной конструктивной схемы винтового конвейера” for participation in the scientific-online conference “International scientific innovation research conference” with an article entitled Volume 01, Issue 09, Universalconference.Us. 19.10.2024. 204-209 p.

35. О.Тешабоев, А.Джуроев, К.Юлдашев. “Разработка конструктивной схемы эффективного винтового конвейера с вибрирующей сетчатой поверхностью”. Всероссийская научно-инженерная конференция имени профессора А.И. Комиссарова (29 мая – 01 июня Москва 2023). 20-27 с.

36. K.Yuldashev “Vintli konveyer aylanish chastotalarini tajribada aniqlash”. O‘zbekistonda fan, ta’lim va texnikaning innovatsion rivojlanish bosqichlarida muammolar va yechimlar. Xalqaro ilmiy-texnik anjuman materiallar to‘plami 2024 yil 20 -21 sentabr. 1234-1237 bet.

37. K.Yuldashev. “Vintli konveyer to‘rli yuzasi tebranishlari hisob sxemasi va matematik modeli”. Xavfsizlik va atrof-muxitni muxofaza qilish muammolarini hal qilishda fan va ta’limning roli. Respublika ilmiy-texnik anjumani Andijon 2024 yil 148-151 bet.

38. K.Yuldashev “Elektrotenzometrik usulda vintli konveyer validagi burchak tezlikni aniqlash”. “Yangi materiallar texnologiyasi: mashinasozlikda qo‘llaniladigan polimer kompozit materiallarning rivojlanish istiqbollari” mavzusida xalqaro ilmiy-amaliy konferensiya AndMI 2022 yil 19-20 oktabr 125-128 b

39. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev “Tebranuvchi to‘rli yuzali vintli konveyerning yangi konstruktiv sxemasini ishlab chiqish”. “Raqobatbardosh kadrlar tayyorlashda fan - ta’lim - ishlab chiqarish integratsiyasini takomillashtirish istiqbollari” xalqaro ilmiy-texnik anjuman 5-mart 2024-yil, Andijon. 33-36 bet.

40. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev “Momiqni tashuvchi va tozalovchi, tebranuvchi to‘rli yuzali vintli konveyerning takomillashtirilgan konstruksiyasini ishlab chiqarish sinov natijalari”. “Paxta tozalash, to‘qimachilik va yengil sanoat sohlarining texnologiyasini takomillashtirish” mavzusidagi xalqaro ilmiy-amaliy anjuman Termiz muhandislik-texnologiya instituti 2023-yil 20-21-oktabr 156-158 b.

41. K.Yuldashev “Vintli konveyerda paxta bo‘lagini to‘rli yuza ustida vint sirti bo‘yicha harakatlanishini tahlili”. “O‘zbekistonda ilm-fan va ishlab chiqarish integratsiyasini rivojlantirish istiqbollari” mavzusida xalqaro ilmiy- texnik anjuman materiallar to‘plami AndMI 19-21 oktabr 2023-yil 720-722 b.

42. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev “Vintli konveyer to‘rli yuzasi tebranishlari hisob sxemasi va matematik modeli”. “O‘zbekistonda ilm-fan va ishlab chiqarish integratsiyasini rivojlantirish istiqbollari” mavzusida xalqaro ilmiy- texnik anjuman materiallar to‘plami AndMI 19-21 oktabr 2023-yil 36-39 b.

43. A.Djuraev, K.Yuldashev, Sh.Daliev, T.Nizomov “Paxtani mayda iflosliklardan tozalovchi qoziqli barabanlar nazariy tadqiqotlari natijalari taxlili”.

“Zamonaviy mashinasozlik va muhandislik ta’limi muammolari” mavzusida xalqaro ilmiy-amaliy konferensiya. 8-iyun 2023 - yil, Andijon 999-1002 b.

44. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev “Vint vali va yetaklovchi yulduzcha validagi burchak tezliklarini tajribaviy tadqiqotlari natijalari”. “Zamonaviy mashinasozlik va muhandislik ta’limi muammolari” mavzusida xalqaro ilmiy-amaliy konferensiya. 8-iyun 2023 - yil, Andijon 108-111 b.

45. K.Yuldashev “Vint validagi burovchi momentni elektrotenzometrik usulda aniqlash”. “Zamonaviy mashinasozlik va muhandislik ta’limi muammolari” mavzusida xalqaro ilmiy-amaliy konferensiya. 8-iyun 2023 - yil, Andijon 358-361 b.

46. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev “Анализ результатов сравнительных производственных испытаний модернизированного винтового конвеера”. To‘qimachilik va yengil sanoatda innovatsion texnologiyalarni joriy qilish istiqbollari 2023 yil 16-17 may Namangan muhandislik-texnologiya instituti 68-71 b.

47. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev “Vintli konveyer to‘rli yuzasi tebranishlarining tahlili”. “To‘qimachilik va yengil sanoatda innovatsion texnologiyalarni joriy qilish istiqbollari” mavzusida o‘tkazilgan halqaro ilmiy-amaliy anjumanining maqolalari to‘plami NamMTI 2023 yil 16-17 may 1-tom 68-71 b

48. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev “Vintli konveyer samarali konstruktiv sxemasini ishlab chiqish”. «Farg‘ona vodiysida fan va texnologiya» ilmiy konferensiya materiallari to‘plami Namangan 11-12 may 2023 yil 602-604 b.

49. A.Djurayev, K.K.Yuldashev, O.A.Teshaboyev. “Determination of the angle of elevation of the conveyor screw”. Ilm-fan va ishlab chiqarish integratsiyasi: muammo va yechimlar-2023 mavzusida halqaro ilmiy-amaliy anjuman Namangan muhandislik-texnologiya instituti 3-4 may 2023 yil 80-82 b.

50. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev “Vintli konveyer qayishqoq tayanchli to‘rli yuzasi tebranishlari tahlili”. To‘qimachilik va yengil sanoatda ilmxajmdor innvatsion texnologiyalar va doozarb muammolar yechimi “To‘qimachilik va yengil sanoat-2023” Mavzusida halqaro ilmiy-texnikaviy anjuman Farg‘ona politexnika instituti 26-27 aprel 2023 yil 434-438 b.

51. K.Yuldashev, A.Djuraev, O.Teshaboev “Vint vali va yetaklovchi yulduzcha validagi burchak tezliklarni o‘lchash bo‘yicha tajriba natijalari va taxlili” To‘qimachilik va yengil sanoatda ilmxajmdor innvatsion texnologiyalar va doozarb muammolar yechimi “To‘qimachilik va yengil sanoat-2023” Mavzusida halqaro ilmiy-texnikaviy anjuman Farg‘ona politexnika instituti 26-27 aprel 2023 yil 438-442 b.

52. K.Yuldashev, O.Teshaboev, A.Marasulov “Modernizatsiya qilingan vintli konveyer qiyosiy ishlab chiqarish sinovlari natijalari tahlili”. “Innovatsion texnika va texnologiyalarning qishloq xo‘jaligi — oziq-ovqat tarmog‘idagi muammo va istiqbollari” mavzusidagi III xalqaro ilmiy-texnik anjumani ilmiy ishlar to‘plami. TDTU 20-21 aprel 2023 y. 327-328 b.

53. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev “To‘rli yuzasi tebranuvchi samarali vintli konveyer konstruktiv sxemasini ishlab chiqish”. “Innovatsion texnika va texnologiyalarning qishloq xo‘jaligi — oziq-ovqat tarmog‘idagi muammo va istiqbollari” mavzusidagi xalqaro ilmiy-texnik anjumani ilmiy ishlar to‘plami. TDTU 20-21 aprel 2023 y. 127-128 b

54. K.Yuldashev “Vintli konveyer vinti ko‘tarilish burchagini sonli yechimi va natijalar tahlili”. “Impact of the modernization process on sectors and industries” International scientific conference, Samarkand march 15th, 2023. 52-54 b.

55. A.Djurayev, K.Yuldashev, A.Marasulov “Determination of ways of efficient operation of a screw conveyor for transportation of voluntary materials”. “Zamonaviy muhandislik kommunikatsiya tizimlari va avtomobil yo‘llari infrastrukturasidagi dolzarb muammolar” mavzusida Respublika miqyosidagi ilmiy-amaliy konferentsiya to‘plami. NamMQI, 18-19 noyabr, 2022 yil 49-50 b

56. K.Yuldashev “To‘lqinsimon vint yuzasidagi momiq bo‘lagini tortish kuchini hisoblash formulasini aniqlash”. “Zamonaviy muhandislik kommunikatsiya tizimlari va avtomobil yo‘llari infrastrukturasidagi dolzarb muammolar” mavzusida Respublika miqyosidagi ilmiy-amaliy konferentsiya to‘plami. NamMQI, 18-19 noyabr, 2022 yil 92-94 b.

57. K.Yuldashev, O.Teshaboyev “Conveyor with volk work surface screw for transporting fiber material”. “International conference dedicated to the role and importance of innovative education in the 21st century 2022/8” Tashkent, Uzbekistan 2022/ november 30 40-43 b

58. A.Djurayev, K.Yuldashev, O.Teshaboyev “Construction scheme and mathematical model of screw movement with a curvilinear working surface of conveyor for fibrous materials” Jizzax politexnika instituti “Ishlab chiqarishning texnik, muhandislik va texnologik muammolari innovatsion yechimlari” xalqaro ilmiy-texnik anjuman 28-29-oktabr 2022-y 858-860 b.

59. A.Djuraev, K.Yuldashev, O.Teshaboev “To‘lqinsimon shakldagi vintli koveyerni ishlab chiqarishda qo‘llanilishi”. Namangan muhandislik-qurilish instituti “Zamonaviy mashinasozlikda innovatsion texnologiyalarni qo‘llashning ilmiy asoslari: tajriba va istiqbollari” xalqaro ilmiy-amaliy konferentsiya 23-24-sentabr 2022y 157-160 b.

60. K.Yuldashev “To‘lqinsimon shakldagi vintli konveyerning ko‘p omilli tajriba natijalari” “Zamonaviy mashinasozlikda innovatsion texnologiyalarni qo‘llashning ilmiy asoslari: tajriba va istiqbollari” mavzusida Xalqaro miqyosida ilmiy-amaliy konferentsiya materiallari to‘plami NamMQI 2022 yil 23-24 sentabr 147-150 b

61. K.Yuldashev “Yangi konstruksiyali momiq tashuvchi va tozalovchi vintli konveyerning ko‘p omilli tajriba natijalari taxlili” “Innovatsion texnika va texnologiyalarning qishloq xo‘jaligi — oziq-ovqat tarmog‘idagi muammo va istiqbollari” mavzusidagi II-Xalqaro ilmiy va ilmiy-texnik anjumani ilmiy ishlar to‘plami TDTU 2022 y. 22-23 aprel 155-156 b

62. K.Yuldashev, O.Teshaboev. “Yangi konstruksiyali vintli konveyerning ishlash prinsipi” Andijon mashinasozlik instituti “Raqamli xayot va ijtimoiy

fanlarning barkamol avlodni voyaga yetkazishdagi o'рни va ahamiyati: dolzarb muammolar va istiqbol" xalqaro ilmiy-amaliy anjuman 12-aprel 2022 y 155-158 b.

63. K.Yuldashev, O.Teshaboev, D.Valiev. "Vintli konveyerlarda tashilayotgan lintning tozalash samaradorligini oshirish" "O'zbekistonda to'qimachilik sanoati muammolarining taxlili va yechimlari" mavzusidagi Respublika ilmiy-amaliy konferensiyani ilmiy maqolalar to'plami AndMI 23-24-noyabr, 2021-yil 45-48 b.

64. K.Yuldashev "Momiqni tozalovchi vintli konveyerlar konstruktiv sxemalarini ishlab chiqish" "O'zbekistonda to'qimachilik sanoati muammolariining taxlili va yechimlari" mavzusidagi Respublika ilmiy-amaliy konferensiyani ilmiy maqolalar to'plami AndMI 23-24-noyabr, 2021-yil 2021-yil 43-45 b.

65. A.Djuraev, K.Yuldashev, T.Nizomov. "Momiqni tashuvchi va tozalovchi vintli konveyer vali va zanjirli uzatmasini tajribaviy tadqiqotlarini o'tkazish metodikasi" "O'zbekistonda to'qimachilik sanoati muammolariining taxlili va yechimlari" mavzusidagi Respublika ilmiy-amaliy konferensiyani ilmiy maqolalar to'plami AndMI 23-24-noyabr, 2021-yil 35-37 b

66. K.Yuldashev, D.Eshonxo'jaev. "Vintli konveyer takomillashtirilgan konstruksiyasi hamda uzatish mexanizmlari". "O'zbekistonda to'qimachilik sanoati muammolariining taxlili va yechimlari" mavzusidagi Respublika ilmiy-amaliy konferensiyani ilmiy maqolalar to'plami AndMI 23-24-noyabr, 2021-yil 32-34 b

67. K.Yuldashev, T.Nizomov. "Yangi konstruksiyali to'lqinsimon yuzali vintli konveyer vallaridagi burchak tezliklarni tajribada aniqlash" "Yangi O'zbekistonda isloxtlarni amalga oshirishda zamonaviy axborot-kommunikatsiya texnologiyalaridan foydalanish" mavzusidagi xalqaro ilmiy-amaliy konferensiyani ilmiy maqolalar to'plami AndMI 27-29-oktabr, 2021-yil. 574-579 b

68. K.Yuldashev, O.Teshaboev, D.Valiev. "Momiq tashuvchi vintli transportyorni takomillashtirilgan konstruksiyasini ishlab chiqarish sharoitida sinash". "Raqamli texnologiyalar, innovatsion g'oyalar va ularni ishlab chiqarish sohasida qo'llash istiqbollari" mavzusida xalqaro ilmiy-amaliy konferensiya AndMI 12 iyun 2021 y 360-362 b.

69. A.Djuraev, K.Yuldashev, Sh.To'raev. "Vintli konveyer mashina agregatini hisob sxemasi va matematik modeli" "Raqamli texnologiyalar, innovatsion g'oyalar va ularni ishlab chiqarish sohasida qo'llash istiqbollari" mavzusida xalqaro ilmiy-amaliy konferensiya AndMI 12 iyun 2021 y 212-213b

70. X.Sobirov, K.Yuldashev, M.Xakimov "A hybrid engine for cars and calculation its basic parameters" "Mashinasozlikda innovatsiyalar, energiyatejamkor texnologiyalar va resurslardan foydalanish samaradorligini oshirish" mavzusida xalqaro miqyosdagi ilmiy-amaliy konferensiya materiallari to'plami NamMQI 28-29 may 2021 yil 239-243.

71. A.Djuraev, N.Jo'raev, K.Yuldashev "Эффективный винтовой конвейер для сыпучих материалов" "Paxta, to'qimachilik va yengil sanoat maxsulotlari sifatini taominlashning zamonaviy konsepsiyalari" mavzusida o'tkazilgan halqaro ilmiy-amaliy konferensiya maqolalar to'plami. NamMTI. 2021 yil 22-23 aprel. 110-112 b

72. A.Djuraev, N.Jo'raev, K.Yuldashev “Конвейер с волнистой рабочей поверхностью винта для сыпучих материалов”. “Fan, ta'lim, ishlab chiqarish integratsiyalashuvi sharoitida paxta tozalash, to'qimachilik, yengil sanoat, matbaa ishlab chiqarish innovatsion texnologiyalari dolzarb muammolari va ularning yechimi” Respublika ilmiy – amaliy anjumani TTESI 2021 y 21-22 aprel. 148-149 b