

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Сумський державний університет

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій

(повна назва інституту/факультету)

Кафедра технології машинобудування, верстатів та інструментів

(повна назва кафедри)

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

Віталій ІВАНОВ

(підпис)

(Ім'я та ПРІЗВИЩЕ)

2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

«магістр»

(бакалавр/магістр)

зі спеціальності

131 «Прикладна механіка»

(код та назва)

освітньо-професійної

програми

«Технології машинобудування»

(освітньо-професійної/освітньо-наукової)

(назва програми)

на тему:

Проектування моделі-тренажеру вібраційного завантажувального

пристрою з круговим бункером

Здобувача (ки) групи

ТМ.м-31

(шифр групи)

Мірошніченко Олександр Русланович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

Олександр МІРОШНИЧЕНКО

(підпис)

(Ім'я та ПРІЗВИЩЕ здобувача)

Керівник

доцент, канд. техн. наук, доцент Артем ЄВТУХОВ

(посада, науковий ступінь, вчене звання, Ім'я та ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

Нормоконтролер

доцент, канд. техн. наук, доцент Іван ДЕГТЯРЬОВ

(посада, науковий ступінь, вчене звання, Ім'я та ПРІЗВИЩЕ)

(підпис)

ЗМІСТ

	С.
Вступ.....	4
Розділ 1 Аналіз сучасного стану проектування та експлуатації вібраційних завантажувальних пристроїв з круговим бункером	7
Розділ 2 Одиничні заготовки і системи живлення ними.....	12
2.1 Класифікація одиничних заготовок.....	12
2.2 Класифікація систем автоматичного живлення	16
2.3 Висновок	17
Розділ 3 Теоретичні основи вібраційного транспортування заготовок.....	18
3.1 Структура та функціональні механізми вібраційних завантажувальних пристроїв	18
3.2 Рух заготовок по горизонтальному лотку. Фази зсуву і критичні амплітуди.....	23
3.3 Типові режими руху заготовок по горизонтальному лотку.....	29
3.4 Оптимальний кут нахилу підвісок.....	33
3.5 Рух заготовок по нахиленому лотку.....	34
3.5 Висновок	39
Розділ 4 Розрахунок вібраційних завантажувальних пристроїв	40
4.1 Габаритні розміри бункера і кут нахилу підвісок.....	40
4.2 Електромагнітні вібратори	41
4.3. Розрахункові схеми вібраційних завантажувальних пристроїв	45
4.4 Амортизатори	53
4.5 Приклад розрахунку вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером	56
4.6 Висновок	66
Розділ 5 Проектування моделі-тренажера вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером	67
5.1 Геометрична модель пристрою.....	67
5.2 Аналіз граничних умов для дослідження моделі пристрою	71

5.3 Розрахунок результатів досліджень та побудова графіків	77
5.4 Висновок	79
Висновки	80
Перелік джерел посилання	81

ВСТУП

Бункерні завантажувальні пристрої дозволяють створювати великий запас заготовок і забезпечувати велику тривалість безперервної роботи верстата та підвищити його продуктивність, оскільки темп роботи верстата не обмежується темпом ручного завантаження, значно скорочується час, потрібний на обслуговування верстата, створюються умови багатOVERSTATного обслуговування та можливості застосування автоматичних ліній для дрібних заготовок.

При автоматизації верстатів застосовують різні конструкції бункерних завантажувальних пристроїв, але з усіх існуючих вібраційні завантажувальні пристрої з круговими бункерами набули найбільшого поширення. Вони відрізняються простотою конструкції, універсальністю, надійністю та довговічністю роботи, економічністю. Отже, дослідження пов'язані з питаннями оптимізації конструкції та експлуатації зазначених пристроїв можна вважати актуальними.

Об'єкт роботи – вібраційний завантажувальний пристрій з круговим бункером.

Предмет дослідження – структура та параметри вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером, їх взаємозв'язки з кінематикою та динамікою рухів компонентів пристрою та режимом руху транспортованих виробів.

Мета роботи: проектування моделі-тренажера вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером для наочного вивчення його функціональних компонентів та дослідження взаємозв'язків між структурою та параметрами пристрою та режимом руху транспортованих виробів.

Задачі:

- 1) Аналіз сучасного стану проектування та експлуатації вібраційних завантажувальних пристроїв з круговим бункером.

- 2) Аналіз структури та функціональних механізмів вібраційних завантажувальних пристроїв з круговим бункером.
- 3) Аналіз особливостей та режимів руху заготовок по лотку вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером.
- 4) Аналіз методики розрахунку параметрів вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером.
- 5) Проектування моделі-тренажера вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером.

Методи дослідження. Геометричну модель запропонованої конструкції вібраційного завантажувального пристрою розроблено в пакеті графічного дизайну SolidWorks. Дослідження кінематики та динаміки рухів компонентів моделі-тренажера пристрою виконано в програмі SolidWorks, модулі Motion Analysis.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що на основі теоретичних та експериментальних досліджень розроблено модель-тренажер вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером, яка дозволяє шляхом проведення модельного експерименту прогнозувати кінематику та динаміку рухів компонентів моделі-тренажера пристрою та режим руху транспортованого виробу.

Апробація роботи. Методику розрахунку параметрів та проектування вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером впроваджено в навчальний процес в рамках вивчення вибіркової дисципліни «Автоматизація виробничих процесів» циклу професійної та практичної підготовки здобувачів, які навчаються за ОПП «Технології машинобудування» (другий (магістерський) рівень вищої освіти).

Публікації. Тези доповідей за результатами досліджень подано до редакції Всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (СумДУ, м. Суми) та будуть опубліковані у квітні 2025 р.

Особистий внесок автора. Автором проаналізовано методику розрахунку параметрів вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером, спроектовано геометричну модель пристрою, розроблено методику дослідження пристрою з використанням модуля Motion Analysis SolidWorks, виконано тестовий розрахунок моделі-тренажера.

Структура та обсяг роботи. Робота складається зі вступу, 5-х розділів, загальних висновків, переліку використаних посилань з 15 найменувань, 82 сторінок основного тексту, 38 рисунків.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ ПРОЄКТУВАННЯ
ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВІБРАЦІЙНИХ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ
З КРУГОВИМ БУНКЕРОМ

Вібраційні завантажувальні пристрої з круговим бункером набули великого поширення, тому дослідження з метою структурно-параметричної оптимізації їх конструкцій та режимів керування викликають певний інтерес.

В роботі [1] автор наголошує на низькій ефективності існуючих автоматичних систем живлення зокрема в умовах сучасного гнучкого складального виробництва в розрізі взаємодії людини та робота, та розглядає можливість підвищення їх ефективності шляхом використання систем машинного зору. Серед основних проблем взаємодії існуючих систем живлення та роботів-маніпуляторів автор виділяє проблему забезпечення певної орієнтації виробу у просторі та поганий доступ захвату робота до простору навколо окремого виробу.

В роботі [2] автор розглядає аналітичні рішення для побудови імітаційної моделі вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером. Зокрема розглянуті аналітичні моделі, що характеризують вібраційний рух чаші пристрою, що в свою чергу обумовлює певний режим руху об'єктів транспортування (заготовок). Розглянута модель враховує параметри та характеристики електромагнітного приводу, пружинних опор, геометричну модель чаші та ін. Пропонована модель дозволяє розраховувати переміщення, швидкість переміщення та прискорення чаші, як основу для розрахунку характеристик руху об'єктів транспортування. Під час аналізу руху заготовки по нахиленому лотку враховуються такі граничні умови: аеродинамічні характеристики ігноруються, враховуються непружні зіткнення, враховується лише поздовжнє тертя. Як сили, що діють на виріб, враховуються сили тяжіння, сили тертя та нормальна реакція. Представлена імітаційна модель дозволяє прогнозувати режим руху заготовки та оптимізувати його шляхом підбору оптимальних геометричних параметрів чаші, параметрів опор та

електромагнітного приводу, підбору оптимальних коефіцієнтів тертя лотка , зокрема, шляхом вибору певного матеріалу для його виготовлення.

В роботі [3] автор акцентує увагу на необхідності розрахунків на жорсткість та міцність пружних систем вібраційних пристроїв з метою прогнозування характеристик пристрою та структурно-параметричної оптимізації його компонентів та конструкції загалом. За результатами досліджень автор пропонує єдину формулу-шаблон для розрахунку на жорсткість та міцність різних конструкцій пружних систем в різноманітних вібраційних пристроях. В своїй роботі автор використовує як аналітичні так і чисельні методи дослідження.

В роботі [4] автори розробляють та аналізують зокрема крутильно-динамічну модель привода лінійного вібраційного завантажувального пристрою з метою прогнозування коливань швидкості та прискорення привода в умовах постійно змінюваних зовнішніх крутних моментів. В роботі запропоновано імітаційну модель, прогнозу точність якої підтверджено чисельними та натурними експериментами.

В роботі [5] автори пропонують математичну модель лінійного вібраційного пристрою живлення, як динамічної системи з одним ступенем вільності (система маса-демпфер-пружина), джерелом збурення якої є зовнішня сила, величина якої змінюється за гармонічним законом (синусоїдою). З метою структурно-параметричної оптимізації конструкції пристрою в роботі за результатами розрахунку динамічної моделі пристрою побудовано його амплітудно-частотну характеристику та виконано гармонічний аналіз системи. Високу точність результатів розрахунку імітаційної моделі пристрою підтверджено експериментально.

В роботі [6] автори досліджують форми особистих коливань лінійного вібраційного пристрою живлення з використанням чисельних методів аналізу. Об'єктами дослідження є конструкції живильного пристрою з «нормальним» вібраційним лотком та лотком, що має дефект у вигляді тріщини. Порівняльний аналіз мод показав близькість значень частот вільних коливань обох варіантів

конструкцій. Це дозволяє авторам припускати, що утворення тріщини в лотку за прийнятих умов не вплине на динамічні характеристики пристрою загалом.

В роботі [7] автори пропонують інтелектуальні рішення для підвищення ефективності, зокрема, підвищення рівня гнучкості, вібраційних пристроїв живлення з круговим бункером. Так, автори стверджують, що не дивлячись на велику поширеність зазначених пристроїв живлення, їх традиційна конструкція має ряд недоліків, головними з яких є:

- 1) використання пасивних систем орієнтації виробів, що полягає у відмові від виробів, що мають небажану орієнтацію;
- 2) низька надійність в разі малих розмірів та маси виробів;
- 3) неможливість роботи з виробами, що мають лише внутрішні відмінності;
- 4) пристрої мають налагодження для роботи лише з однією конфігурацією виробу.

Для вирішення зазначених проблем авторами розроблений гнучкий, програмований, інтелектуальний вібраційний пристрій живлення, оснащений як пасивними так і активними пристроями орієнтації, робота яких ґрунтується на використанні систем машинного зору та нейромереж для розпізнавання образів виробів різної конфігурації.

Автори роботи [8] представляють вібраційний пристрій живлення з круговим бункером як типову нелінійну систему, що сприймає повторювані удари з тертям. В роботі аналізується модель та динамічна поведінка окремо взятого виробу, що рухається лотком кругового бункера. На відміну від інших робіт, в яких здебільшого аналізується періодичний рух ковзання, в роботі [8] робиться акцент на дослідженні стрибкоподібного (хаотичного) режиму руху, під час якого реалізується найвища швидкість транспортування виробів. Експериментально доведено, що швидкість транспортування виробу в хаотичному режимі руху більш-менш не залежить від змін зовнішніх параметрів, зокрема, комплексного керуючого параметру, що визначається динамічними характеристиками вібраційного пристрою, та навантаження.

В роботі [9] аналізується пружнодинамічна модель вібраційного пристрою живлення з круговим бункером. В моделі враховуються параметри жорсткості пружних листових опор (підвісок), інерційні характеристики чаші та основи, зусилля, що формується електромагнітним приводом, ефект демпфірування та жорсткість опор основи. В роботі застосовуються як аналітичні так й експериментальні методи дослідження. Пропонована авторами модель дозволяє прогнозувати динамічну поведінку пристрою зокрема з метою оптимізації взаємодії пристрою з підлогою, яка реалізується через опори-амортизатори, та покращання режиму руху виробів.

В роботі [10] автори акцентують увагу на недоліках традиційних вібраційних пристроях живлення з круговим бункером, зокрема, заклинюванні обмежувачів руху, вбудованих в лоток бункера та обмеженнях пов'язаних з можливістю транспортування однієї конфігурації виробу в межах одного налагодження. Автори пропонують підвищити ефективність вібраційних пристроїв живлення шляхом застосування системи активного повітряного струменя (active air jet), керованої комп'ютером. Слід відмітити, що така розумна система орієнтації виробів потребує вбудовування в конструкцію пристрою системи датчиків, що має технічні та економічні обмеження.

Висновок.

Аналіз літературних джерел дозволив виділити два великі напрямки дослідження, пов'язані з питаннями підвищення ефективності роботи вібраційних пристроїв живлення, зокрема, і з круговим бункером.

Перший напрямок досліджень пов'язаний з розробленням та аналізом імітаційних динамічних моделей пристроїв з використанням аналітичних, чисельних та експериментальних методів. В роботах цієї групи пропонуються прогнозні моделі, які зокрема дозволяють виконувати структурно-параметричну оптимізацію конструкції пристроїв з метою підвищення продуктивності транспортування виробів та енергоефективності пристроїв.

Другий напрямок досліджень пов'язаний з питанням підвищення ефективності вібраційних пристроїв живлення шляхом використання інтелектуальних технологій, що зокрема ґрунтуються на використанні систем машинного зору для розпізнавання образів транспортованих виробів та використанні комп'ютерних систем керування.

РОЗДІЛ 2

ОДИНИЧНІ ЗАГОТОВКИ І СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ НИМИ

2.1 Класифікація одиничних заготовок

Одиничні заготовки є найпоширенішим видом заготовок сучасного виробництва [11, 12].

Велика різноманітність форм і властивостей одиничних заготовок ускладнює, а іноді унеможлиблює автоматизацію живлення верстатів, внаслідок чого в масовому виробництві поряд з автоматами часто зустрічаються верстати з ручним завантаженням.

Велике значення у розвитку методів автоматизації живлення верстатів має класифікація одиничних заготовок. Зазвичай класифікацію одиничних заготовок розглядають лише за однією ознакою – за формою. Однак форма не завжди може з достатньою повнотою характеризувати особливості заготовок, що впливають на спосіб автоматизації живлення. Властивості одиничних заготовок, що впливають на спосіб автоматизації живлення, крім форми, є габаритні розміри, маса, припуски, допуски, шорсткість поверхні, міцність, тривалість оброблення, а також їх фізичний стан (тверді, м'які, нагріті). Класифікацію одиничних заготовок слід проводити з урахуванням перерахованих властивостей; вона дозволить встановити, яку систему живлення доцільно застосовувати для цього типу заготовок: бункерну, магазинну чи ручну. При бункерній системі живлення орієнтування здійснюється автоматично, а при магазинній – орієнтування та закладка заготовок у магазин виконуються вручну.

За рівнем автоматизації живлення верстатів всі одиничні заготовки можна поділити на три групи:

- 1) одиничні заготовки масового виробництва невеликих габаритних розмірів типу наведених на рисунку 2.1. Мала тривалість їх обробки, форма та міцність дозволяють здійснювати автоматичне орієнтування.
- 2) одиничні заготовки масового та серійного виробництва, що можуть вимагати тривалих технологічних операцій, мати складну форму, що не дозволяє здійснювати автоматичне орієнтування, і великі габаритні

розміри, внаслідок чого важко створити необхідний запас заготовок у бункері, необхідний забезпечення необхідної тривалості безперервної роботи верстата. Тривалість мінімального періоду безперервної роботи верстата при одній заправці магазину можна прийняти 8–10 хв, що підтверджується досвідом експлуатації завантажувальних пристроїв на ряді заводів.

- 3) одиничні заготовки, великі за розмірами та масою, наприклад блоки двигунів, а також заготовки штучного та дрібно-серійного виробництва. Завантаження та розвантаження таких заготовок здійснюють вручну або за допомогою засобів механізації.

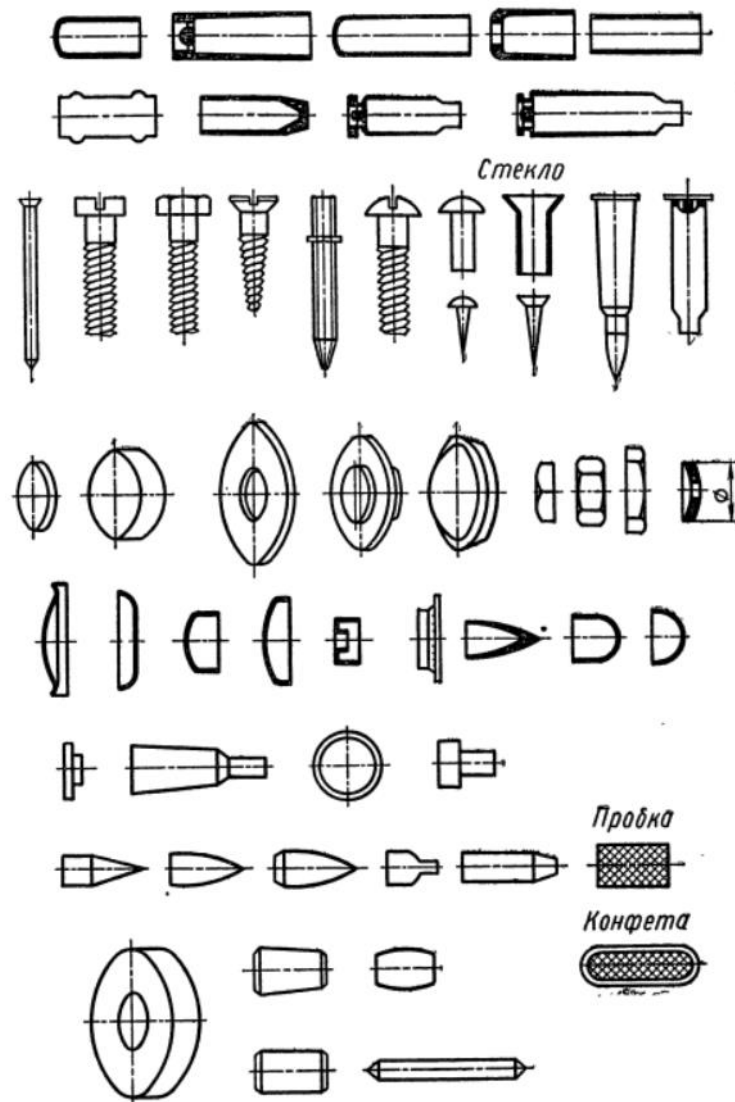


Рисунок 2.1 – Одиничні заготовки першої групи

Проектування деталей масового виробництва, що підлягають обробці на верстатах-автоматах та автоматичних лініях, здебільшого виконують без урахування зручності автоматизації завантаження та транспортування. В результаті конструкція верстатів та автоматичних ліній ускладнюється. Розробка конструкції будь-якого автомата завжди пов'язана з вибором системи живлення, що забезпечує необхідну продуктивність при мінімальній витраті на процесі завантаження заготовок. Це завдання може бути успішно вирішене лише на основі всебічного вивчення впливу властивостей одиничних заготовок на ступінь автоматизації живлення верстатів

Форма одиничних заготовок часто обмежує ступінь автоматизації живлення верстата. Наприклад, спіральні пружини мають таку форму, яка не дозволяє застосувати бункерне живлення. Пружини, засипані в бункер, зчіплюються одна з одною, і поштучна видача їх із бункера утруднена, тому подачу пружин здійснюють магазинними завантажувальними пристроями з касетами, що мають виїмки під пружини. В такому разі форма заготовки стала причиною обмеження ступеня автоматизації живлення верстата.

Габаритні розміри заготовок також впливають на рівень автоматизації живлення верстата. Якщо заготовки за розмірами великі, то запас заготовок у бункерах звичайних розмірів важко забезпечити і знадобиться часте заправлення, що знизить ефективність роботи механізму живлення та верстата загалом. У такому разі знижується ступінь автоматизації, тобто вона обмежується магазинним завантажувальним пристроєм. Автоматизація завантаження заготовок із малими розмірами також ускладнюється. Мала маса заготовок не забезпечує їх надійного переміщення в лотках і механізмах, що орієнтують, тому виникає труднощі передачі заготовок з магазину в робочу позицію. Для надійності переміщення слід створити підтиск заготовок вантажем, пружиною та ін.

Припуск на діаметр та довжину заготовки впливає на прохідність у лотках. У разі великих припусків ускладнюється процес орієнтування та фіксації

заготовок у затискачах. Ступінь автоматизації живлення верстата може також обмежувати міцність заготовки.

При жорстких вимогах до чистоти поверхні заготовок бункерний завантажувальний пристрій іноді не можна застосовувати, оскільки в процесі видачі заготовок з бункера захватні органи здійснюють інтенсивне зворушення заготовок, в результаті з'являються подряпини, надіри, вибоїни. У такому разі орієнтування заготовок доцільно проводити вручну, застосовувати магазинне, а в окремих випадках і ручне живлення.

Обсяг запасу заготовок у лотках і бункерах залежить тільки від розмірів заготовок, а й від тривалості їх обробки. Наприклад, якщо оброблення триває 0,4 с, то хвилинна продуктивність становить $60/0,4 = 150$ шт/хв. Такий темп подачі заготовок може забезпечуватися тільки завантажувальним бункерним пристроєм, оскільки людина при середній інтенсивності може подати не більше 60 заготовок в хвилину. Для восьмихвилинної безперервної роботи верстата та з урахуванням коефіцієнта ймовірності захоплення знадобиться бункер ємністю на 1600 заготовок.

Найбільш характерними причинами, що порушують завантаження заготовок, є відступи від технологічних вимог при виготовленні заготовок – зміна форми та розмірів, внаслідок чого не забезпечується надійне орієнтування та прохідність заготовок у транспортувальних лотках та пристроях; зношення захватних та орієнтуючих органів, лотків, склізів та інших елементів; несинхронність роботи завантажувального пристрою та верстата, що викликається нерівномірністю продуктивності бункерного завантажувального пристрою; складність автоматичного відділення стружки від деталей та накопичення її в робочій зоні верстата; забруднення деталей та лотків. Тому вкрай важливою умовою надійного проходження деталей у завантажувальних пристроях є дотримання технологічної дисципліни виготовлення заготовок та розробка таких конструкцій, які б могли легко видалити неякісні заготовки з лотка та інших функціональних механізмів.

2.2 Класифікація систем автоматичного живлення

На першому етапі розвитку механізмів живлення для одиничних заготовок було створено напівавтоматичні механізми – магазинні завантажувальні пристрої. Введення магазинних завантажувальних пристроїв вимагало розробки нових механізмів верстата: автоматичного затискача, заштовхувача, виштовхувача.

Застосування магазинних завантажувальних пристроїв дозволило створити запас заготовок та підвищити продуктивність верстата. Однак в окремих випадках, коли заготовки зазнають короткочасних технологічних операцій, не вдається створити необхідний запас заготовок за допомогою магазину. У такому разі для заповнення магазину буде потрібна постійна присутність оператора і продуктивність верстата може бути обмежена темпом ручного завантаження магазину. Магазинні завантажувальні пристрої можуть бути ефективними, коли технологічні операції обробки заготовок відносно тривалі.

Подальшим етапом розвитку механізмів живлення для одиничних заготовок є створення бункерно-орієнтуючих пристроїв, що здійснюють автоматичне орієнтування заготовок. Бункерно-орієнтуючий пристрій у поєднанні з магазинним завантажувальним пристроєм називають бункерним завантажувальним пристроєм.

До появи автоматичних ліній бункерні завантажувальні пристрої були найвищим ступенем автоматизації живлення верстатів одиничними заготовками. Бункерні завантажувальні пристрої є надбудовою магазинних завантажувальних пристроїв і складаються з бункера, орієнтуючого пристрою і приймального лотка. Якщо простежити шлях руху заготовок у бункерному завантажувальному пристрої, вони орієнтуються у ньому і випадають у приймальний лоток; далі заготовки проходять магазинний завантажувальний пристрій та вузли верстата.

Бункерні завантажувальні пристрої дозволяють створювати великий запас заготовок і забезпечувати велику тривалість безперервної роботи верстата та підвищити його продуктивність, оскільки темп роботи верстата не обмежується

темпом ручного завантаження, значно скорочується час, потрібний на обслуговування верстата, створюються умови багатOVERSTATного обслуговування та можливості застосування автоматичних ліній для дрібних заготовок.

Подальшим етапом автоматизації живлення верстатів є створення транспортуючих та роздавальних пристроїв, які стали основою для побудови автоматичних ліній.

2.3 Висновок

- 1) Розглянуто класифікацію одиничних заготовок та характерні причини, що порушують їх завантаження автоматичними системами живлення.
- 2) Розглянуто класифікацію систем автоматичного живлення та сферу їх застосування.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ВІБРАЦІЙНОГО ТРАНСПОРТУВАННЯ ЗАГОТОВОК

3.1 Структура та функціональні механізми вібраційних завантажувальних пристроїв

Вібраційне переміщення широко використовують у різних галузях промисловості [11, 12]. У машинобудуванні його застосовують для подачі одиничних заготовок у зону обробки, передачі від верстата до верстата в автоматичних лініях і видалення стружки.

При видачі з транспортно-бункерних вібраційних пристроїв деталі необхідно видавати орієнтованими, з заданим ритмом роботи або дуже точним дозуванням насипного матеріалу. Ці умови визначають специфічні вимоги до методу розрахунку та проектування вібраційних завантажувальних та технологічних пристроїв.

При автоматизації верстатів застосовують різні конструкції бункерних завантажувальних пристроїв, але з усіх існуючих вібраційні завантажувальні пристрої з круговими бункерами набули найбільшого поширення. Вони відрізняються простотою конструкції, універсальністю, надійністю та довговічністю роботи, економічністю.

Вібраційний завантажувальний пристрій з круговим бункером легко вбудовується в автоматичні лінії, що дозволяє здійснювати дистанційне керування швидкостями переміщення. У ньому видача заготовок узгоджено з циклом роботи верстата.

Вібрація вносить ряд нових позитивних якостей у процес подачі одиничних заготовок: дозволяє проводити вибірку заготовок із бункера без захватних органів; зменшує сили тертя між заготовками і, таким чином, сприяє більш вільному розвороту та руху їх у бункері; запобігає пошкодженню поверхні при вибірці і є в ряді випадків єдиним можливим способом автоматизації завантаження крихких деталей і деталей з дуже тонкими стінками; виключає утворення стійких склепінь та заторів у бункерах; сприяє вирішенню проблеми

орієнтування заготовок простими елементами (щілинами, уступами, пазами або скосами на лотку) без застосування спеціальних пристроїв, що орієнтують; покращує процес руху заготовок у лотках, їх маневреність та універсальність і дозволяє одним і тим же спіральним лотком подавати різні деталі за розмірами та конфігурацією (шайби, мітчики, мініатюрні зубчасті колеса та осі годинника, підкладки інтегральних схем тощо); вирішує проблему сепарації деталей за розмірами та відокремлення їх від стружки.

Всі перелічені позитивні якості роботи вібраційних завантажувальних пристроїв сприяли швидкому поширенню в промисловості. Їх успішно використовують у автоматичних лініях.

Вібраційні завантажувальні пристрої хоч і дуже прості по конструкції, але вимагають виконання складних розрахунків при проектуванні. Складність проектування вібраційних завантажувальних пристроїв викликана тим, що на процес вібрації лотка одночасно впливає велика кількість різних факторів: жорсткість системи, частота коливань, резонансні явища та ін.

Функціональні механізми вібраційних пристроїв із прямолінійними лотками. Вібраційні завантажувальні пристрої з прямолінійними лотками можуть бути найрізноманітнішими за конструкцією, але вони мають схожу структуру і функціональні механізми.

Вібраційний завантажувальний пристрій з прямолінійним лотком (рис. 3.1) складається з таких функціональних механізмів: бункера 1, прямолінійного лотка 2, вібратора 3, орієнтатора 4, блокуючого механізму 5, щупа 6 і амортизатора 7.

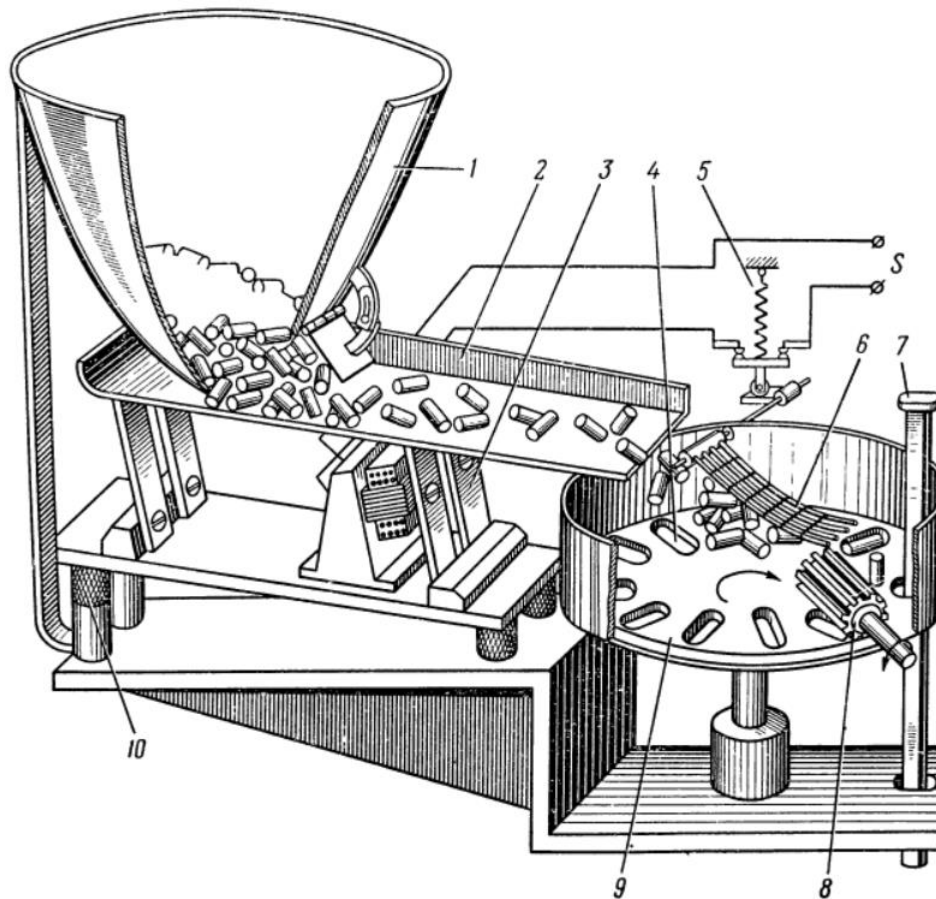


Рисунок 3.1 – Типовий вібраційний завантажувальний пристрій з прямолінійним лотком

У більшості вібраційних завантажувальних пристроїв послідовність розташування функціональних механізмів однакова, що дозволяє дати його загальну структуру і таким чином спростити їх вивчення. Вібраційний завантажувальний пристрій представлений на рис. 3.1 є типовим. У ньому подача заготовок з нерухомого бункера 1 проводиться лотком 2, що коливається, є донною частиною бункера. З лотка деталі надходять в орієнтатор 4, де вони западають у вирізи диска 9, що періодично обертається, а потім виштовхувачем передаються в робочу зону машини. Другий ряд заготовок на диску в зоні вибірки скидається щіткою, що обертається 8. Регулювання потоку заготовок проводиться блокуючим механізмом 5 за допомогою щупа 6. У разі переповнювання орієнтатора заготовками щуп повернеться вгору і вібратор вимкнеться, а при малій кількості заготовок включиться. У коливальний рух

лоток наводиться вібратором 3, що складається з електромагніту – джерела збудження коливань – верхньої платформи, основи і пружних підвісок. Для віброізоляції пристрій встановлюють амортизатори 10.

Типи вібраторів. Одним із головних функціональних механізмів, що визначають надійність роботи вібраційних пристроїв загалом є вібратор. Залежно від способу порушення коливань вібратори поділяють на електромагнітні, дебалансні, механічні, пневматичні та гідравлічні.

У електромагнітних вібраторах (рис. 3.2) платформа 1 приводиться в коливальний рух електромагнітом 3, якір 4 якого кріпиться до платформи, а сердечник 7 – до корпусу 9 вібратора за допомогою проставки 2. Пружними елементами вібратора є чотири плоскі пружини 5, прикріплені верхніми кінцями до платформи, а нижніми до корпусу вібратора. Такого типу вібратори застосовують для групової вибірки деталей з донного отвору нерухомого бункера та транспортування в орієнтатор.

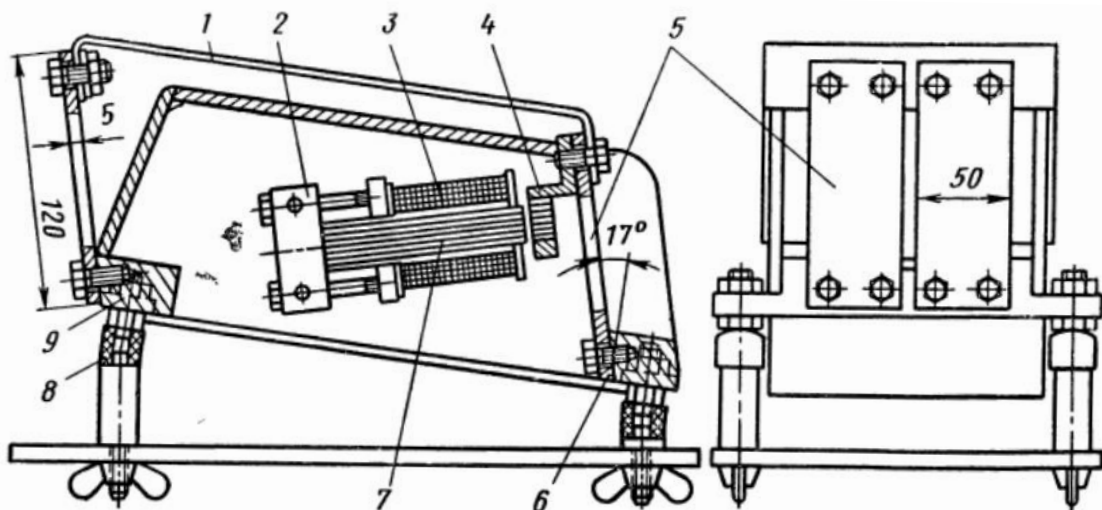


Рисунок 3.2 – Електромагнітний вібратор

Для верстатних завантажувальних пристроїв найбільший інтерес становлять саме електромагнітні вібратори. Вони дозволяють привести лоток в коливальний рух із частотою 3–6 тис. коливань/хв, а включення в ланцюг живлення котушки автотрансформатора дозволяє плавно змінювати напругу,

тобто управляти амплітудою коливання лотка. На відміну від інших електромагнітні вібратори не мають поверхонь, що обертаються і труться.

Термін служби електромагнітного вібратора може бути тривалим. При експлуатації електромагнітний вібратор майже не вимагає ніякого догляду, тоді як інші потребують постійного спостереження та мастила. Електромагнітний вібратор витрачає менше енергії, оскільки має велику ККД. Конструкція завантажувального пристрою при електромагнітному вібраторі в порівнянні з іншими типами простіше.

Функціональні механізми вібраційних пристроїв із круговими бункерами. Вібраційний завантажувальний пристрій із круговим бункером та трьома тангенціально розташованими електромагнітами, представлений на рис. 3.2 є прототипом всіх вібраційних завантажувальних пристроїв з круговими бункерами та похилими підвісками.

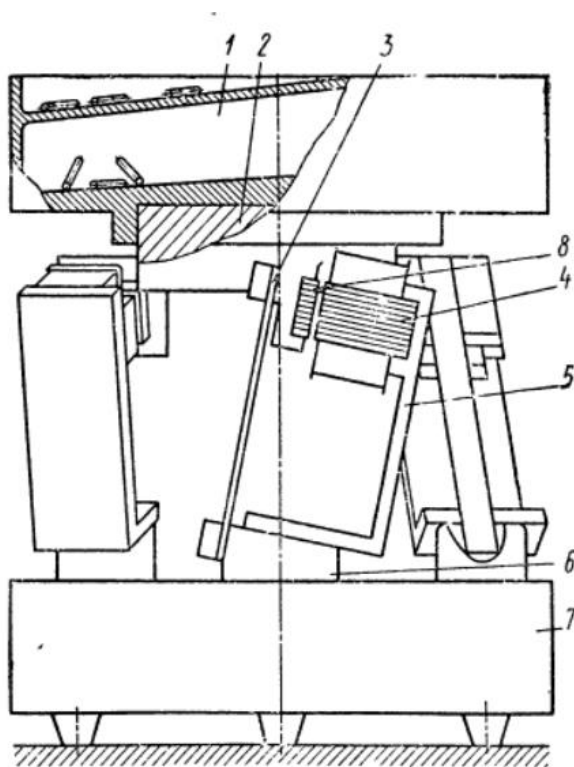


Рисунок 3.2 – Типовий вібраційний завантажувальний пристрій з круговим бункером

Функціональні механізми цього пристрою є типовими, оскільки їх послідовність розташування однакова для всіх вібраційних пристроїв з круговими бункерами. Відмінність може бути в розмірах, потужності електромагнітів, конструктивне оформлення. Вібраційний пристрій з круговим бункером та трьома електромагнітами складається з таких функціональних механізмів: бункера зі спіральним лотком, вібродвигуна, основи, амортизатора.

Конструкція вібродвигуна даного типового вібраційного пристрою є такою: на масивній плиті 7 змонтовані три опори 6, до яких кріпляться двошарові плоскі пружини 3. На цих опорах встановлюються кронштейни 5, у верхній частині яких закріплені сердечники електромагнітів 4. На підвісках встановлена платформа 2. Циліндричної частини платформи знаходиться донна частина бункера 1. Регулювання повітряного зазору між якорем 8 і сердечником електромагнітів 4 проводиться переміщенням кронштейна 5 по опорі 6.

3.2 Рух заготовок по горизонтальному лотку. Фази зсуву і критичні амплітуди

Вібраційне переміщення – це середній односторонній спрямований рух деталей або сипких матеріалів за рахунок сил, що періодично діють на них. Рух тіла по лотку, що коливається, може виникнути, якщо в механізмі взаємодії його з лотком є нелінійна ланка, роль якої в більшості випадків виконує тертя без мастила. Умовою руху заготовки горизонтальним вібруючим лотком (рис. 3.3) є її безперервне проковзування під дією інерційних сил, які виникають при гармонійному коливанні лотка.

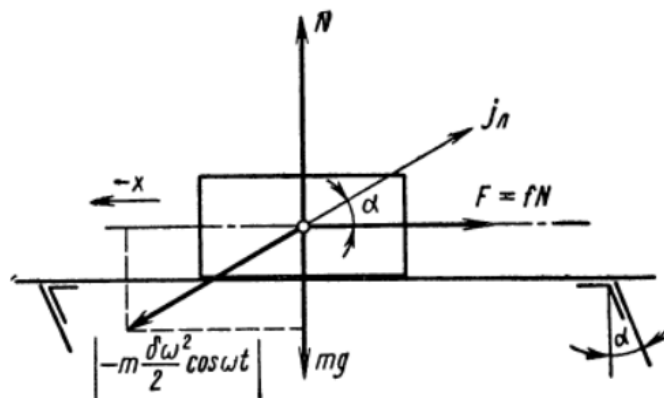


Рисунок 3.3 – Схема дії сил під час руху деталі по горизонтальному лотку

Лоток коливається під кутом до горизонту за законом, вираженим формулою

$$s_{,l} = -\frac{\delta}{2} \cos \omega t ,$$

де $s_{,l}$ – переміщення лотка; δ - розмах коливань лотка; ω - кругова частота; t – поточний час.

Заготовки прослизують по поверхні лотка, що коливається, якщо сила інерції, що прагне зрушити їх, перевищує силу тертя, або рухаються спільно з лотком, якщо сила інерції менше за величиною сили тертя. Для вібраційного переміщення заготовки по лотку необхідно, щоб напрям коливань лотка становив деякий кут α з його робочою поверхнею.

Таким чином, вібраційне переміщення при симетричній зміні сили інерції, спрямованої вздовж робочої поверхні лотка, здійснюється шляхом перерозподілу величини нормального тиску, що створюється дією симетричної сили інерції, спрямованої перпендикулярно поверхні лотка, внаслідок чого змінюється величина сили тертя. Наприклад, при дії на заготовку сили інерції, спрямованої вправо вгору, сила тертя в процесі руху визначається рівнянням

$$F = fN ,$$

де N – нормальна реакція, f – коефіцієнт тертя руху.

Сила F буде меншою за величиною тому, що вертикальна сила інерції в цей момент спрямована вгору, а нормальна реакція $N = mg - \left| m \frac{d^2 y}{dt^2} \right|$ зменшується і умови для прослизання заготовки полегшуються. При дії сили інерції, спрямованої вниз і вліво, сила тертя стає більшою, оскільки сила інерції спрямована вниз і збільшує нормальну реакцію N і прослизання заготовки вліво утруднено. Таким чином, поздовжні коливання поверхні лотка (рушійні)

викликають пряме та зворотнє прослизання заготовки, а поперечні коливання (керуючі) призводять до перерозподілу величин сил тертя.

При малих значеннях амплітуди коливань лотка заготовки коливаються разом із лотком без відносного переміщення. При збільшенні амплітуди заготовка починає ковзати по лотку, а при великих значеннях ковзати з підкиданням.

Наявність великої різноманітності режимів руху по вібруючому лотку та різних положень і форм лотків призводять до необхідності розробки типового розрахунку вибирати еталонний механізм. За еталонний механізм прийнято прямолінійний лоток з горизонтальним розташуванням. Всі інші умови роботи лотка (похиле розташування, неоднакові частоти коливань при типовому розрахунку) враховуються коефіцієнтом приведення.

Характер відносного руху деталі горизонтальним лотком може бути описаний диференціальним рівнянням

$$m \frac{d^2 \xi}{dt^2} = F + \left(-m \frac{d^2 x}{dt^2} \right),$$

де m – маса заготовки, $\frac{d^2 \xi}{dt^2}$ - відносне прискорення руху заготовки за віссю X ,

F – сила тертя руху між лотком та заготовкою, $\frac{d^2 x}{dt^2}$ - прискорення лотка за проекцією на вісь X .

$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{\delta \omega^2}{2} \cos \alpha \cos \omega t,$$

де α - кут нахилу підвісок.

При прямому і зворотному русі деталі по лотку, що коливається, сила тертя буде змінною по знаку і визначиться законом

$$\left. \begin{aligned} F &= -fN, \frac{d\xi}{dt} > 0, \\ F &= +fN, \frac{d\xi}{dt} < 0. \end{aligned} \right\}$$

Для визначення величини реакції N потрібно розглянути суму проекцій усіх сил на вісь Y :

$$N - mg - m \frac{d^2 y}{dt^2} = 0,$$

де $\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{\delta\omega^2}{2} \sin \alpha \cos \omega t$, де g – прискорення вільного падіння.

В результаті маємо:

$$F = \mp fm \left(g + \frac{\delta\omega^2}{2} \sin \alpha \cos \omega t \right).$$

$$m \frac{d^2 \xi}{dt^2} = \mp fm \left(g + \frac{\delta\omega^2}{2} \sin \alpha \cos \omega t \right) - m \frac{\delta\omega^2}{2} \cos \alpha \cos \omega t.$$

В результаті маємо диференціальне рівняння відносного руху заготовки при ковзанні горизонтальним лотком

$$\frac{d^2 \xi}{dt^2} = \mp fg - \frac{\delta\omega^2}{2} \cos \omega t (\cos \alpha \pm \sin \alpha).$$

Верхні знаки в рівнянні відповідають проковзуванню заготовки по лотку вперед (пряме проковзування), нижні – назад (зворотнє проковзування).

Для характеристики режимів руху заготовки по лотку, що вібрує, і отримання оптимальних параметрів пристрою беруть амплітудний критерій – амплітуди в робочій площині лотка.

Амплітуда коливань лотка, виміряна у площині руху заготовок (горизонтальна амплітуда)

$$A = \frac{\delta}{2} \cos \alpha .$$

Переміщення лотка в горизонтальному напрямку

$$x = -A \cos \omega t .$$

Режими та швидкість вібраційного переміщення заготовок визначаються співвідношенням трьох видів руху заготовки: прямого, прослизання по лотку, зворотного прослизання та вільного польоту (після відриву). Для аналізу режимів руху заготовки необхідно знати межі початку прямого та зворотного прослизання та відриву заготовки від лотка, тобто фази та критичні амплітуди еталонного механізму.

У момент початку зсуву заготовки вперед зсувна сила (сила інерції) і сила опору (сила тертя спокою) рівні за величиною, тому сума проекцій усіх сил на вісь руху заготовки дорівнюватиме нулю.

Для одержання проковзування має виконуватись умова

$$A \geq \frac{f_1 g}{\omega^2 (1 + f_1 \operatorname{tg} \alpha)},$$

де f_1 – коефіцієнт тертя спокою.

Якщо виконується умова $A < \frac{f_1 g}{\omega^2 (1 + f_1 \operatorname{tg} \alpha)}$, то зсув неможливий при жодних фазах (ωt). Якщо виконується умова $A > \frac{f_1 g}{\omega^2 (1 + f_1 \operatorname{tg} \alpha)}$, то будемо мати режим проковзування.

Граничним буде випадок, коли виконується

$$A_{+1} = \frac{f_1 g}{\omega^2 (1 + f_1 \operatorname{tg} \alpha)}. \quad (3.1)$$

Отже, початок зсуву залежить лише від параметрів завантажувального пристрою. Величина амплітуди A_{+1} буде критичною, тому що при більш високих значеннях настає зсув, при нижчих – зсув неможливий. Іншими словами, це буде мінімальна амплітуда, за якої неможливе проковзування.

При $A > A_{+1}$ буде зсув, $A = A_{+1}$ – граничний стан, при $A < A_{+1}$ – відносний спокій.

Для зсуву заготовки назад будуть актуальні ті самі міркування, що й для зсуву вперед. Вираз для визначення амплітуди лотка в площині переміщення заготовок, менше якої зсув назад взагалі неможливий (критична амплітуда для зворотного проковзування):

$$A_{-1} = \frac{f_1 g}{\omega^2 (1 - f_1 \operatorname{tg} \alpha)}. \quad (3.2)$$

При $A < A_{-1}$ буде відносний спокій; при $A > A_{-1}$ – проковзування назад.

Критична амплітуда відриву заготовки від лотка, тобто таке максимальне значення амплітуди A_0 , нижче якої відрив неможливий за будь-якої фази коливань лотка:

$$A_0 = \frac{g}{\omega^2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (3.3)$$

Таким чином, маємо три вирази для критичних горизонтальних амплітуд еталонного механізму, що відповідають різним видам руху заготовки щодо лотка: (3.1), (3.2) та (3.3).

3.3 Типові режими руху заготовок по горизонтальному лотку

Для дослідження режимів руху заготовок по лотку та визначення меж їх існування прийнятий амплітудний критерій – амплітуда в горизонтальній площині лотка A .

Найчастіше зустрічаються практично такі п'ять типових режимів руху заготовки по віброуючому лотку залежно від величини горизонтальної амплітуди A :

I – заготовка переміщується разом із лотком (відносний спокій);

II – одностороннє проковзування заготовок вперед без підкидання;

III – двостороннє проковзування без підкидання, причому проковзування вперед більше, ніж назад. В результаті цього заготовка переміщується вперед;

IV – двостороннє проковзування заготовки з підкиданням, заготовка переміщується вперед;

V – одностороннє проковзування заготовки з підкиданням, заготовка переміщується вперед.

Критерії та номограма визначення типових режимів руху заготовок. Режими руху заготовок по лотку, що коливається, залежать від співвідношення величин амплітуд A_{+1} , A_{-1} , A_0 , A , а розташування областей цих режимів (рис. 3.4) – від величини горизонтальної максимальної амплітуди коливання лотка A , кута нахилу підвісок α , кругової частоти коливань лотка ω коефіцієнта тертя f_1 .

Так як електромагніти в вібраційних завантажувальних пристроях живляться змінним струмом частотою 50 Гц (у цьому випадку лоток робить 100 коливань/с) або через напівпровідниковий випрямляч (у цьому випадку лоток робить 50 коливань/с), на графіку (див. рис. 3.4) наведені дві амплітудні шкали: A_{100} – максимальна горизонтальна амплітуда еталонного механізму при частоті коливань лотка 100 коливань/с, A_{50} – при частоті коливань лотка 50 коливань/с.

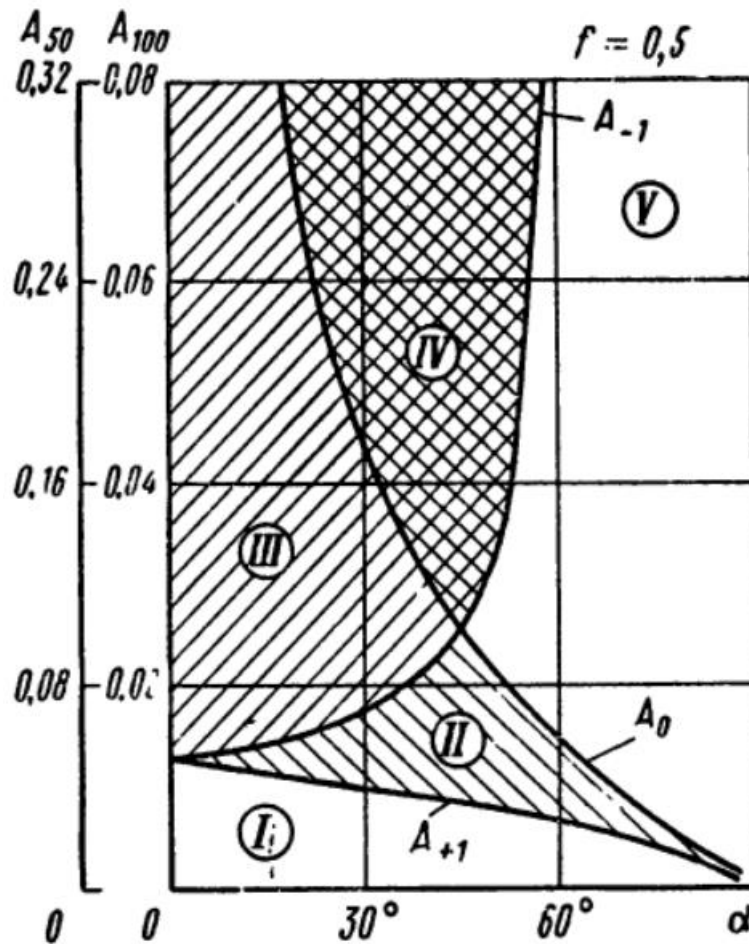


Рисунок 3.4 – Области режимів руху заготовки:

I – заготовка коливається разом із лотком без проковзування, II – одностороннє проковзування без підкидання, III – двостороннє проковзування без підкидання, IV – двостороннє проковзування заготовки з підкиданням, V – одностороннє проковзування заготовки з підкиданням.

При визначенні швидкостей переміщення заготовок по лотку, що коливається, дуже важливо знати, в якому типовому режимі працює вібраційний завантажувальний пристрій. Тому зручно і швидко, не проводячи будь-яких попередніх розрахунків, режим руху заготовки по горизонтальному лотку еталонного механізму, що коливається, можна визначити за номограмою, представленою на рис. 3.5.

На номограмі побудовано криві функцій $A_0 = f_1(\alpha)$ (штрихпунктирна лінія); $A_{-1} = f_2(\alpha)$ (пунктирна лінія), $A_{+1} = f_3(\alpha)$ (суцільні лінії) при постійних

значеннях коефіцієнтів тертя $f_1 = 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5$. Для зчитування максимальних критичних амплітуд горизонтальних коливань лотка наведені також дві шкали, аналогічні рис. 3.4. Порівнюючи значення критичних амплітуд A_{+1}, A_{-1}, A_0 з горизонтальною амплітудою коливання лотка A , визначають режим вібраційного переміщення заготовки по лотку.

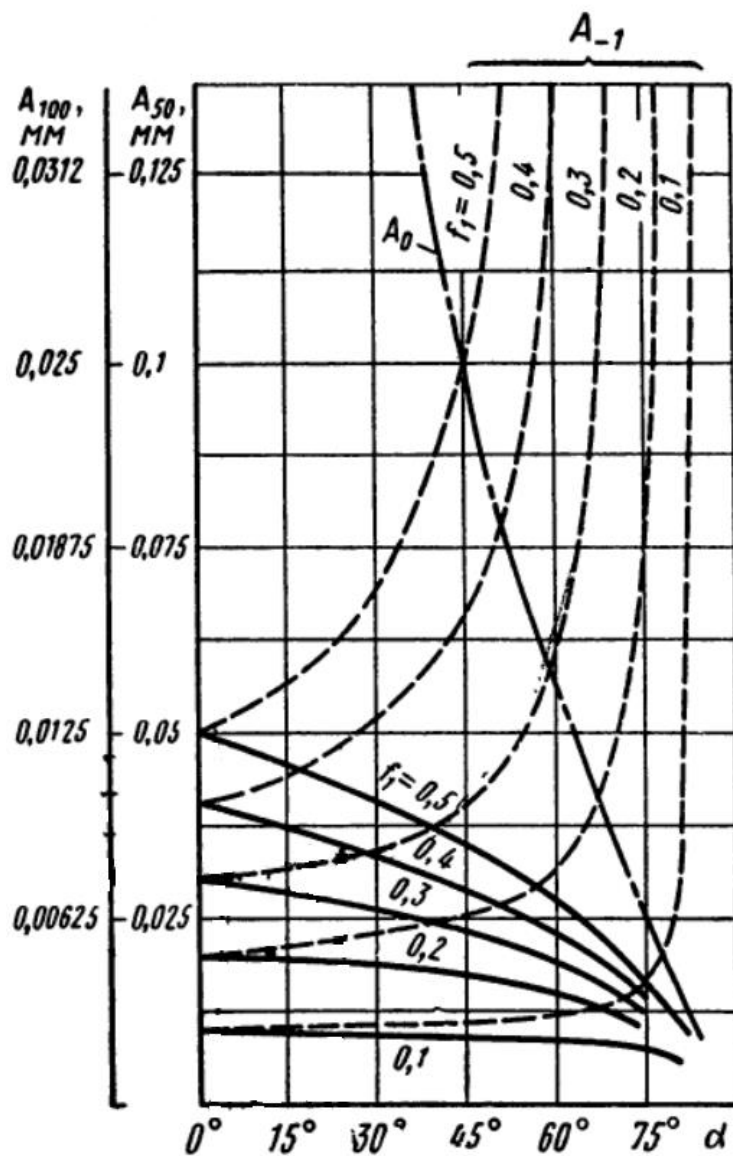


Рисунок 3.5 – Номограма для визначення критичних амплітуд

Аналіз типових режимів.

I режим – спільне переміщення заготовки з лотком – характеризується нерівністю

$$A < A_{+1} < A_{-1} < A_0. \quad (3.4)$$

Цей режим не становить практичного інтересу через відсутність відносного переміщення заготовки лотком.

II режим – одностороннє проковзування заготовки вперед без підкидання – характеризується нерівністю

$$A_{+1} < A < A_{-1} < A_0. \quad (3.5)$$

При односторонньому проковзуванні заготовки можливий рух заготовки вперед з однією тривалою зупинкою.

III режим – двостороннє проковзування без підкидання – характеризується нерівністю

$$A_{+1} < A_{-1} < A < A_0. \quad (3.6)$$

На відміну від режиму II, у режимі III необхідно розрізнати принаймні три ділянки зі своїми законами руху заготовки: рух вперед, рух назад, спільний рух заготовки з лотком, при якому відсутнє відносне прослизання.

IV режим – двостороннє проковзування з підкиданням – характеризується нерівністю

$$A_{+1} < A_{-1} < A_0 < A. \quad (3.7)$$

При $A_0 > \frac{g}{\omega^2 \operatorname{tg} \alpha}$ заготовка відривається від лотка і деякий час летить.

Умовно можна вважати, що в просторі заготовка летить по параболі, а по горизонтальній осі її рух рівномірний до моменту, коли вона знову торкнеться лотка. Удар заготовки об площину лотка беруть як абсолютно непружний, тому швидкість заготовки після удару обертається на нуль. Передбачається, що поздовжня складова внаслідок удару не змінюється.

У багатьох випадках слід уникати режиму з підкиданням, наприклад, для крихких деталей (скляних) або у випадках, коли небажано перемішування заготовок. Крім того, при роботі з підкиданням витрачається велика потужність на вібраторі, виникає стукіт заготовок об лоток. Подача неорієнтованих заготовок у режимі з проковзуванням при великій продуктивності може бути досягнута шляхом збільшення ширини лотка, товщини шару заготовок, а також таким режимом роботи, при якому амплітуди коливань близькі за величиною режиму з підкиданням.

Якщо вібраційний завантажувальний пристрій працює в IV режимі, швидкість руху заготовки буде більша, ніж при режимах II і III.

V режим – одностороннє проковзування з підкиданням – характеризується нерівністю

$$A_{+1} < A_{-1} < A_0 < A. \quad (3.8)$$

та в верстатних вібраційних завантажувальних пристроях практично не застосовується.

3.4 Оптимальний кут нахилу підвісок

Найважливішим конструктивним параметром, який необхідно визначити при проектуванні вібраційних завантажувальних пристроїв, є кут нахилу підвісок α - кут між напрямом коливання та напрямом руху заготовки по лотку.

Питання про вибір величини кута α слід вирішувати з точки зору досягнення максимальної швидкості позитивного руху заготовки по лотку за інших рівних умов:

$$\left. \begin{aligned} \sin \alpha + f \cos \alpha = 0, \\ \operatorname{tg} \alpha_{on} = f \end{aligned} \right\} \quad (3.9)$$

У вібраційних завантажувальних пристроях кут не повинен перевищувати 45° , інакше швидкість переміщення заготовок буде знижуватися.

3.5 Рух заготовок по нахиленому лотку

У разі коли лоток має нахил (див. рис. 3.6), диференціальне рівняння відносного руху заготовки по лотку набуде вигляду

$$m \frac{d^2 \xi}{dt^2} = -mg \sin \Theta \pm f \left(mg \cos \Theta + m \frac{\delta \omega^2}{2} \cos \omega t \sin \alpha \right) - m \frac{\delta \omega^2}{2} \cos \omega t \cos \alpha,$$

$$\frac{d^2 \xi}{dt^2} = -g (\sin \Theta \pm f \cos \Theta) - \frac{\delta \omega^2}{2} \cos \omega t (\cos \alpha \pm f \sin \alpha).$$

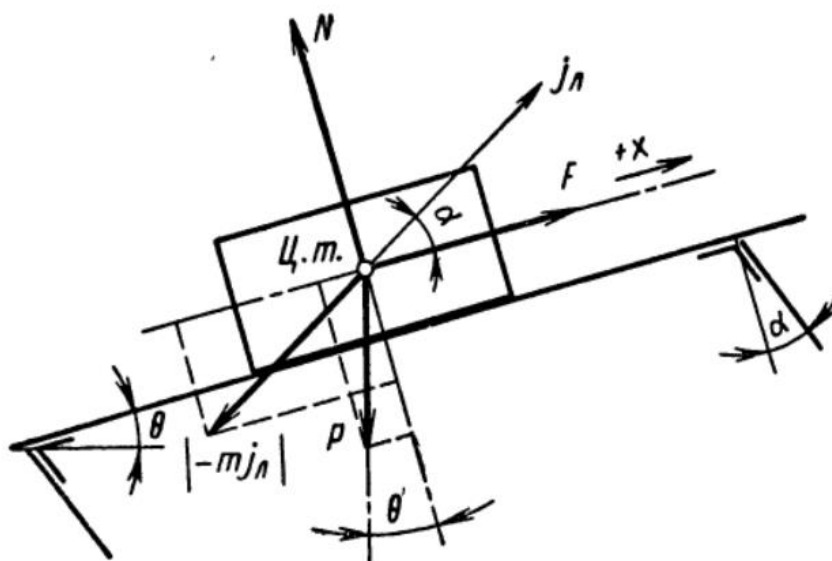


Рисунок 3.6 – Схема дії сил під час руху деталі по нахиленому лотку

Тут верхні знаки (у дужках) відповідають проковзуванню заготовки по лотку вперед, нижні – назад.

Усі закономірності актуальні для еталонного механізму ($\Theta = 0$), можна поширити і загальний випадок, коли лоток має нахил ($\Theta \neq 0$). Критичні амплітуди нахиленого лотка $A_{+1н}$ – при проковзуванні заготовки вперед; $A_{-1н}$ – при проковзуванні заготовки назад; $A_{0н}$ – при відриві заготовки від лотка, що визначають межі між різними режимами роботи, можуть бути розраховані за формулами:

$$A_{+1н} = \frac{g(f_1 \cos \Theta + \sin \Theta)}{\omega^2(1 + f_1 \operatorname{tg} \alpha)}, \quad (3.10)$$

$$A_{-1н} = \frac{g(f_1 \cos \Theta - \sin \Theta)}{\omega^2(1 - f_1 \operatorname{tg} \alpha)}, \quad (3.11)$$

$$A_{0н} = \frac{g \cos \Theta}{\omega^2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (3.12)$$

Режими руху заготовок по нахиленому лотку можна визначати за номограмою еталонного механізму (див. рис. 3.5) та коефіцієнтів приведення, що враховують вплив кута Θ нахилу лотка на критичні амплітуди:

$$\lambda_0 = \frac{1}{\cos \Theta}, \quad (3.13)$$

$$\lambda_{-1} = \frac{1}{\cos \Theta - \frac{\sin \Theta}{f_1}}, \quad (3.14)$$

$$\lambda_{+1} = \frac{1}{\cos \Theta + \frac{\sin \Theta}{f_1}}. \quad (3.15)$$

В такому разі

$$A_{0H} \lambda_0 = \frac{g}{\omega^2 \operatorname{tg} \alpha}, \quad (3.16)$$

$$A_{-1H} \lambda_{-1} = \frac{f_1 g}{\omega^2 (1 - f_1 \operatorname{tg} \alpha)}, \quad (3.17)$$

$$A_{+1H} \lambda_{+1} = \frac{f_1 g}{\omega^2 (1 + f_1 \operatorname{tg} \alpha)}. \quad (3.18)$$

Коефіцієнти приведення враховують вплив кута Θ на величину критичних амплітуд: якщо $\Theta = 0$, то всі три коефіцієнти λ_0 , λ_{-1} , λ_{+1} рівні одиниці, а формули (3.16) – (3.18) перетворюються на формули окремого випадку (3.1), (3.2) та (3.3).

Виходячи з цього, для будь-якого лотка з будь-яким значенням Θ можна знайти режим роботи, користуючись єдиною діаграмою, наведеною на рис. 3.5, та коефіцієнтами приведення.

Наприклад, якщо потрібно визначити режим роботи існуючого вібраційного завантажувального пристрою з нахиленим лотком, визначають безпосереднім вимірюванням амплітуду в площині лотка A і потім множать її на відповідний коефіцієнт приведення. Наведену амплітуду відкладають на діаграмі, що зображена на рис. 3.4 і визначають існування даного режиму.

Для зручності розрахунку коефіцієнти приведення λ_0 , λ_{-1} , λ_{+1} обчислені для діапазону кутів нахилу лотка в межах $-20 < \alpha < +20^\circ$ для значень коефіцієнта тертя спокою $f = 0,1-0,5$ і представлені графіками на рис. 3.7, 3.8, 3.9, за якими можна безпосередньо отримати необхідне значення коефіцієнтів приведення.

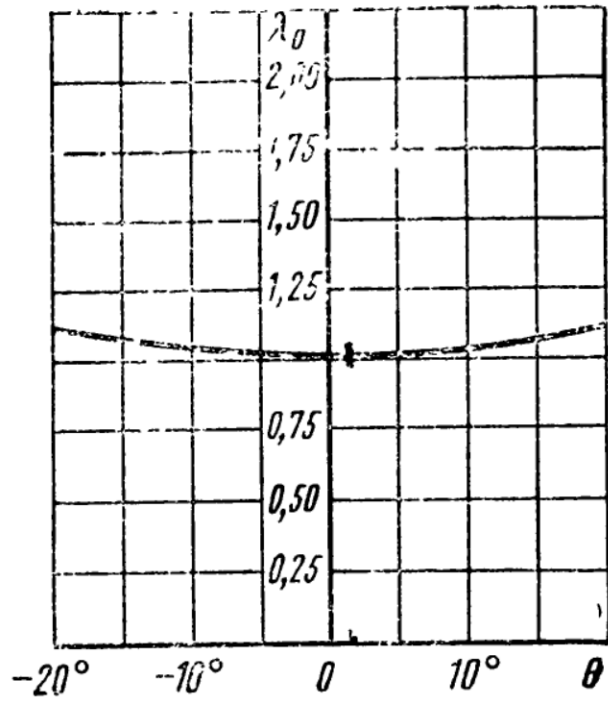


Рисунок 3.7 – Залежність коефіцієнта приведення λ_0 від кута нахилу лотка Θ

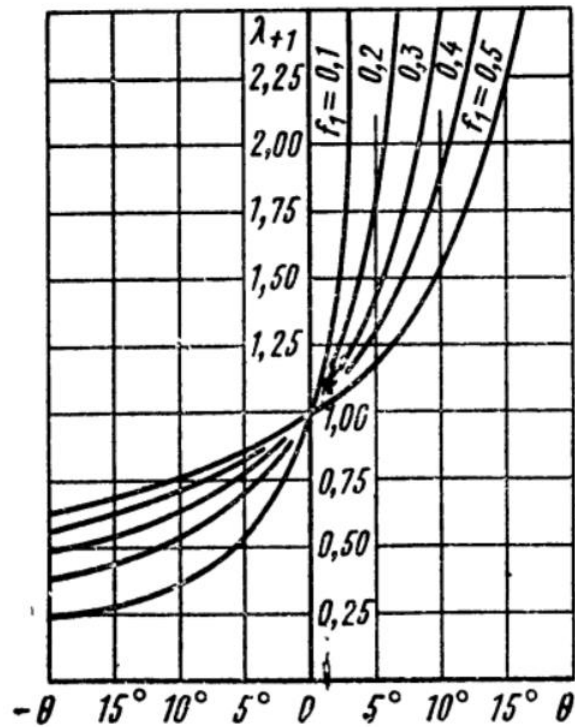


Рисунок 3.8 – Залежність коефіцієнта приведення λ_{+1} від кута нахилу лотка Θ

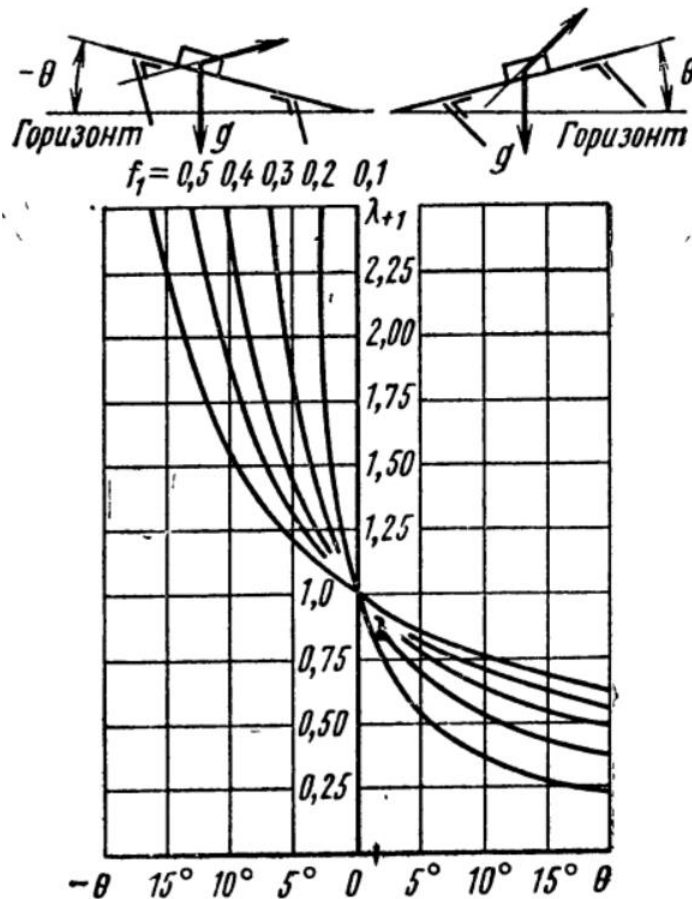


Рисунок 3.9 – Залежність коефіцієнта приведення λ_{-1} від кута нахилу лотка Θ

Для реальних значень кута Θ величина коефіцієнта приведення $\lambda_0 = 1-1,1$, тому практично немає необхідності застосовувати приведений коефіцієнт щодо режиму з підкиданням і можна підставляти в діаграму величину амплітуди коливання, виміряну безпосередньо в площині лотка.

Важливим конструктивним параметром є максимальний кут нахилу лотка до горизонту Θ , при якому можливий рух заготовки вгору лотком (див. рис. 3.6). При виборі цих кутів слід пам'ятати, що й величина має перевищувати по абсолютній величині кут тертя, інакше заготовка почне ковзати по лотку мимовільно і вібрацій. З огляду на це кут змінюється практично не більше 20° .

З формул (3.10) і (3.11) випливає, що зміна кута викликає зміну величини критичних амплітуд A_{+1} , A_{-1} . Завдання полягає в тому, щоб по можливості полегшити проковзування заготовки вперед, а назад утруднити, тобто зробити відношення A_{+1}/A_{-1} максимальним.

При збільшенні кута нахилу лотка рух заготовок вгору по лотку стає все більш скрутним, тому при проектуванні вібраційних завантажувальних пристроїв важливо знати граничну величину кута Θ , при якій заготовка ще переміщається вгору.

Формула для визначення граничного кута підйому заготовок вгору по лотку буде такою

$$\operatorname{tg}\Theta = f_1^2 \operatorname{tg}\alpha. \quad (3.19)$$

3.5 Висновок

- 1) Розглянуто структуру та функціональні механізми вібраційних завантажувальних пристроїв.
- 2) Розглянуто закономірності руху заготовок по горизонтальному лотку.
- 3) Розглянуто типові режими руху заготовок по горизонтальному лотку та їх критерії визначення.
- 4) Розглянуто закономірності руху заготовок по нахиленому лотку та методику їх приведення до закономірностей руху заготовок по еталонному (горизонтальному) лотку.

РОЗДІЛ 4

РОЗРАХУНОК ВІБРАЦІЙНИХ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

4.1 Габаритні розміри бункера і кут нахилу підвісок

Для визначення режимів руху заготовок по спіральному лотку, що вібрує, кутів нахилу підвісок α і кутів підйому спірального лотка Θ за еталонний механізм беруть вібраційний лоток, який здійснює гармонічні синусоїдальні коливання. Осцилографування коливань кругового бункера зі спіральним лотком показує, що вони відбуваються також за синусоїдальним законом. Тому розрахункові формули конструктивних параметрів для прямолінійного лотка можуть давати досить точні результати і для вібраційних завантажувальних пристроїв зі спіральними лотками. На підставі експериментальних досліджень швидкостей встановлено, що таке припущення дає помилку у розрахунках у межах 8%, що цілком виправдано створенням єдиного розрахунку вібраційних завантажувальних пристроїв із прямолінійними та спіральними лотками.

Оптимальний кут нахилу підвісок для режиму з проковзуванням визначають за формулою (3.9). Максимальний кут підвісок для режиму підкидання не перевищує 45° . Максимальний кут підйому спірального лотка Θ , при якому можливий рух заготівлі вгору лотком, визначають за формулою (3.19).

Слід мати на увазі, що при малих значеннях коефіцієнта тертя заготовок о лоток для руху заготовок з проковзуванням кут підвісок і кут підйому спірального лотка будуть малі. Малі ж кути призводять до великих, неприпустимих конструктивних міркувань розмірів бункера. Тому величини кутів α і Θ , визначені за згаданими формулами, для верстатних вібраційних завантажувальних пристроїв з круговими бункерами слід вважати граничними, що забезпечують режими руху заготовок по лотку, що вібрує, з проковзуванням. Але ці кути не є максимальними для режимів руху заготовок із підкиданням.

Оптимальні розміри бункера можуть бути отримані при збільшенні коефіцієнта тертя f_1 між заготовками і лотком шляхом вибору матеріалу лотка, що має великий коефіцієнт тертя, наприклад алюмінію, покриття поверхні лотка

шаром гуми, або лудіння, а також вибором режиму руху заготовок з підкиданням. У цьому випадку кут підвісок приймають не більше 45° .

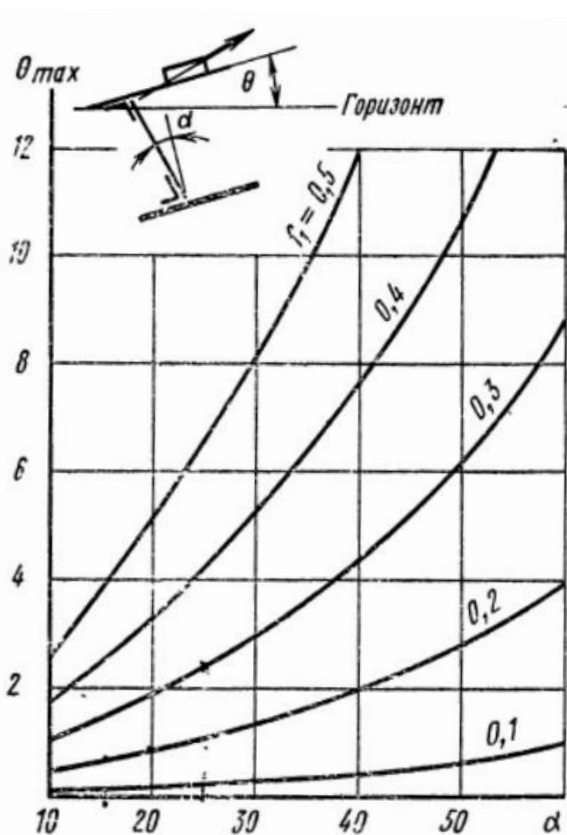


Рисунок 4.1 – Номограма для визначення кута нахилу спіралі лотка

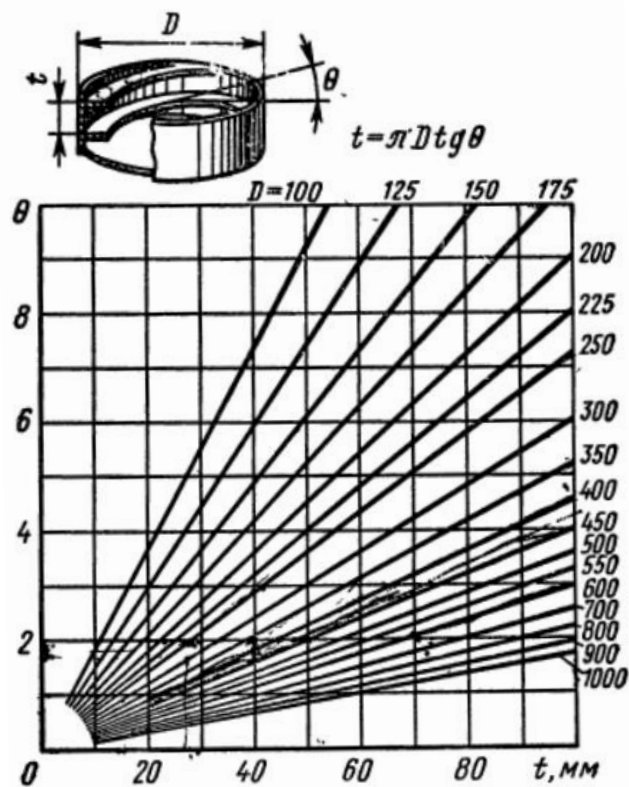


Рисунок 4.2 – Номограма для визначення кроку спіралі лотка

Для швидкого визначення кутів підйому спіралі Θ залежно від кута нахилу α і коефіцієнта тертя побудований графік, наведений на рис. 4.1 а номограма, наведена на рис. 4.2, дозволяє швидко визначити крок спіралі бункера t по куту Θ і діаметру D або діаметр бункера по куту Θ і заданому кроку.

4.2 Електромагнітні вібратори

Вибір кількості електромагнітів у віброприводі. При проектуванні вібраційних завантажувальних пристроїв зі спіральними лотками важливим є вибір числа електромагнітів у приводі. Визначальними критеріями вибору є

співвідношення тягових сил, що діють на підвіски при одному та трьох електромагнітах у приводі та жорсткість дна бункера.

Якщо в приводі один електромагніт, то тягова сила електромагніта P , яка припадає на одну підвіску (див. рис. 4.3 а), діє не повністю в напрямку меншої жорсткості підвіски, а тільки як її складова:

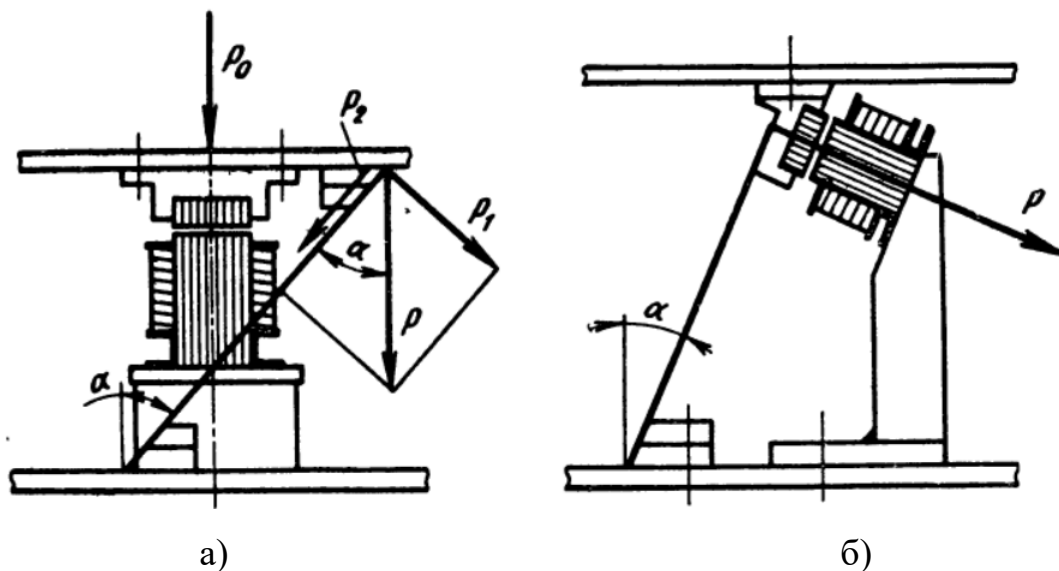


Рисунок 4.3 – Схема дії сил електромагніту

Зміна складової P_1 тягової сили пропорційно синусу кута нахилу підвісок α : чим більше кут α , тим більша складова P_1 і, навпаки, чим менше кут α , тим менша складова P_1 .

При одному електромагніті у приводі вигідно приймати кути нахилу підвісок найбільшими та близькими до 45° . Витрачена потужність для створення необхідної тягової сили в цьому випадку буде найменшою. Габаритні розміри електромагніта також будуть найменшими.

Діаметр бункера також впливає вибір кількості електромагнітів у приводі. При великих діаметрах бункерів жорсткість дна бункера зменшується, оскільки масу дна та бункера збільшувати недоцільно, а недостатня жорсткість дна бункера може призвести до того, що воно коливатиметься як мембрана і амплітуда крутильних коливань може виявитися занадто малою і не викликати руху заготовок по лотку.

При трьох електромагнітах у приводі тягова сила P , що створюється одним електромагнітом, цілком діє на підвіску у напрямку меншої її жорсткості (див. рис. 4.3 б). Крім того, електромагніти встановлюють проти підвісок і діють на бункер у місцях більшої жорсткості, тобто по його краях.

Існуючі дослідження дозволяють зробити такі висновки: привід з одним електромагнітом доцільно застосовувати у вібраційних завантажувальних пристроях з невеликими бункерами (діаметром не більше 0,4 м) для подачі дрібних та легких заготовок; привід з трьома електромагнітами – з бункерами середніх та великих розмірів (діаметром 300–1000 мм) для подачі важких (металевих) заготовок, оскільки трьома магнітами можна створити велику тягову силу.

Електромагнітні вібратори та схеми їх живлення. Електромагнітний вібратор слід розглядати як єдину електромеханічну коливальну систему, де відбувається перетворення електроенергії, що отримується з електромережі, на механічну енергію коливань.

Зміна жорсткості підвісок, маси рухомих частин, фізичного стану матеріалу деталей та інші фактори призводять до зміни амплітуди коливань, тому для отримання необхідних законів руху лотка вібраційного пристрою застосовують різні конструкції вібраторів електромагнітних і схеми їх живлення.

За принципом дії електромагнітні вібратори поділяють на однокітні та двокітні. Однокітні електромагнітні вібратори складаються з одного електромагніту, у якому виникає односторонньо спрямована сила. Зворотний хід якоря здійснюється за рахунок пружної енергії, що накопичується в підвісках при прямому ході. Таким чином, в однокітних електромагнітних вібраторах внаслідок односторонньої дії постійної складової сили тяжіння виникає додаткове навантаження на пружні елементи вібратора.

При живленні котушки змінним струмом частотою 50 Гц протягом кожного напівперіоду при досягненні струмом в ланцюзі котушки максимального значення відбувається тяжіння якоря, а при зменшенні струму пружні відтискання ресор повертають його у вихідне положення. Таким чином,

частота коливань лотка в порівнянні з частотою струму живлення подвоюється. Тягова сила електромагніта при живленні котушки синусоїдальним струмом

$$P_0 = F_p (1 - \cos 2\omega t),$$

де F_p – амплітуда величини тягової сили, що змінюється.

Якщо ланцюг живлення котушки включити послідовно випрямляч, то змінний струм мережі досягає свого максимального значення за період всього один раз. У цьому випадку частота коливань лотка буде однаковою із частотою струму.

Електромагнітні вібратори, збудовані за схемою, до ланцюга живлення котушки якої входять послідовно включені ємність і потенціометр, дозволяють отримувати змінну частоту і амплітуду коливання, проте вони дуже чутливі навіть до невеликих змін параметрів і через нестійкість роботи їх не застосовують.

Двотактні електромагнітні вібратори складаються з двох електромагнітів, які жорстко з'єднані між собою. При такому компонованні вібратора тягова сила електромагнітів діє в обидві сторони симетрично і не дає додаткового навантаження на пружну систему (підвіски). Тому зміна тягової сили

$$P_0 = F_p \sin \omega t .$$

Двотактні електромагнітні вібратори є досконалішими, оскільки дозволяють зберегти симетричність кривої зміни струму, виключити можливість появи спотворень, забезпечити м'якшу роботу та підвищити потужність.

Розрахунок електромагнітів. У вібраційних завантажувальних установках зазвичай застосовують малогабаритні електромагніти, сердечники яких виготовляють із стандартного заліза Ш-подібної форми (рис. 4.4).

Розрахунок електромагніта зводиться до того щоб отримати необхідну тягову силу для порушення коливань у системі. Сила тяжіння, що розвивається

електромагнітом, залежить від величини магнітного потоку, що проходить через повітряний зазор, і величини повітряного зазору між якорем і сердечником. Тому вихідними величинами розрахунку електромагнітів є тягова сила P_0 робоча величина магнітної індукції $B = 1 \cdot 10^8 \dots 1.5 \cdot 10^8$ Т, щільність струму $J = 2 \dots 3$ А/мм² і напруга мережі, що живить котушку.

Визначають геометричні розміри заліза електромагніта (див. рис. 4.4): перетин середнього стрижня сердечника $S_{\text{ср}}$, ширина середнього стрижня $l_{\text{с}}$, ширина крайніх стрижнів s , висота вікна h , габаритна ширина заліза $l_{\text{ш}}$, висота $l_{\text{в}}$. Одержані розміри заліза порівнюють зі стандартними.

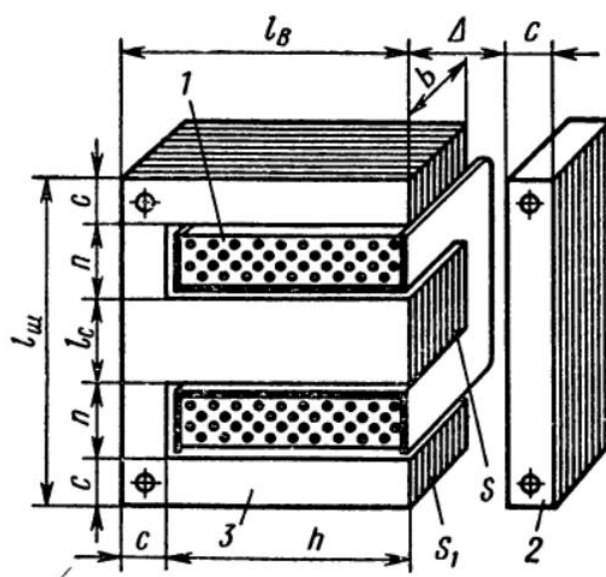


Рисунок 4.4. – Електромагніт з Ш-подібним сердечником:

1 – котушка, 2 – якір, 3 – сердечник

4.3. Розрахункові схеми вібраційних завантажувальних пристроїв

Вібраційні пристрої із круговими бункерами. Кругова чаша 1 розрахункової схеми вібраційного пристрою (рис. 4.5) має кутове переміщення навколо вертикальної осі та лінійне у напрямку вертикальної осі.

Залежність між кутовим переміщенням чаші та лінійним переміщенням у горизонтальній площині точки кріплення підвіски до чаші буде такою

$$x_1 = r_1 \sin \varphi,$$

де x_1 – переміщення по прямій, дотичній до кола, що утворюється радіусом r_1 ; r_1 – радіус точок кріплення підвісок до чаші.

Зважаючи на малу відмінність величин переміщення по дузі кола і по дотичній прямій, нехтуючи величинами другого порядку малості, вище зазначену залежність можна представити у вигляді

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= r_1 \varphi, \\ \frac{dx}{dt} &= r_1 \frac{d\varphi}{dt}, \\ \frac{d^2x}{dt^2} &= r_1 \frac{d^2\varphi}{dt^2}. \end{aligned} \right\}$$

Таким чином, кут повороту чаші однозначно визначається за величиною переміщення точки кріплення підвіски до чаші. Вертикальне переміщення чаші дорівнює за величиною переміщенню у вертикальному напрямку точки кріплення підвіски до чаші. Таким чином, знання траєкторії руху точки кріплення підвіски повністю визначає траєкторію руху будь-якої точки, розташованої на чаші. Траєкторія руху точки кріплення підвіски до чаші визначається конструкцією пружного елемента, його розмірами та схемою навантаження.

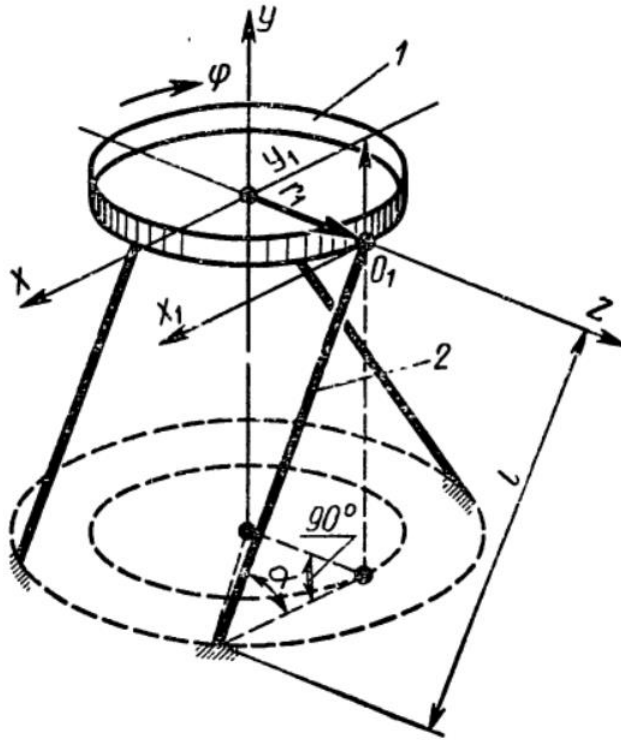


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема вібраційного пристрою з круговим бункером

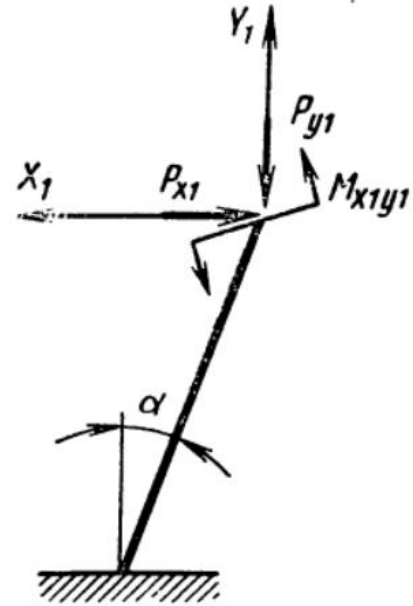


Рисунок 4.6 – Схема дії сил на підвіску

Схема навантаження похилих підвісок вібраційних пристроїв із круговими бункерами. Усі сили, що діють на вібраційний пристрій, можна привести до трьох складових: P_{x1} ; P_{y1} ; M_{x1y1} – доданих до верхнього кінця похилої підвіски.

Відповідно до принципу Даламбера, складові сили є сумою всіх зовнішніх збурювальних та інерційних сил:

$$\left. \begin{aligned} P_{x1} &= [P_{inx1} + P_{x1}(t)] \frac{1}{n}, \\ P_{y1} &= [P_{iny1} + P_{y1}(t)] \frac{1}{n}, \\ M_{x1y1} &= [X_1 + M_{in1} + M_1(t)] \frac{1}{n}. \end{aligned} \right\}$$

де $P_{x1}(t)$ – проекція збурювальної сили електромагніту на вісь X_1 ; $P_{y1}(t)$ – проекція збурювальних сил електромагніту на вісь Y_1 ; $M_1(t)$ – момент, що виникає в

результаті розбіжності напрямків дії результуючої пружної сили з напрямом збурювальної сили; P_{inx1} – проекція інерційних сил на вісь X_1 ; P_{iny1} – проекція інерційних сил на вісь Y_1 ; $M_{ин1}$ – момент, що виникає в результаті несуміщення центру тяжіння бункера з центром тяжіння системи в цілому; X_1 – невідомий момент; n – кількість симетрично розміщених пружних підвісок.

Проекції збудливих сил залежать від числа електромагнітів та схеми їхнього розташування. Наприклад, при збудженні коливань одним центрально розташованим магнітом вони матимуть такі значення:

$$P_{x1}(t) = 0, P_{y1}(t) = P_0.$$

Проекції сил інерції за прийнятої схеми компонування вібраційного пристрою мають такі значення:

$$P_{inx1} = \frac{J}{r_1} \frac{d^2 \varphi}{dt^2}, P_{iny1} = m \frac{d^2 y_1}{dt^2}.$$

де J – момент інерції чаші; m – маса чаші.

Симетричне розташування підвісок не дозволяє чаші здійснювати бічні паразитні коливання, тому затиснені кінці підвісок не можуть мати кутового переміщення в площині X_1OY_1 .

Вібраційні пристрої із прямолінійними лотками. Розрахунок багатьох вібраційних пристроїв із прямолінійними лотками може бути зведений до типових розрахункових схем (див. рис. 4.7), які в більшості випадків відрізняються лише схемою розташування електромагнітів. Залежно від розташування джерела порушення коливань (електромагнітів) схеми розрахунку матимуть деякі відмінні риси, але принцип їх розрахунку буде однаковим.

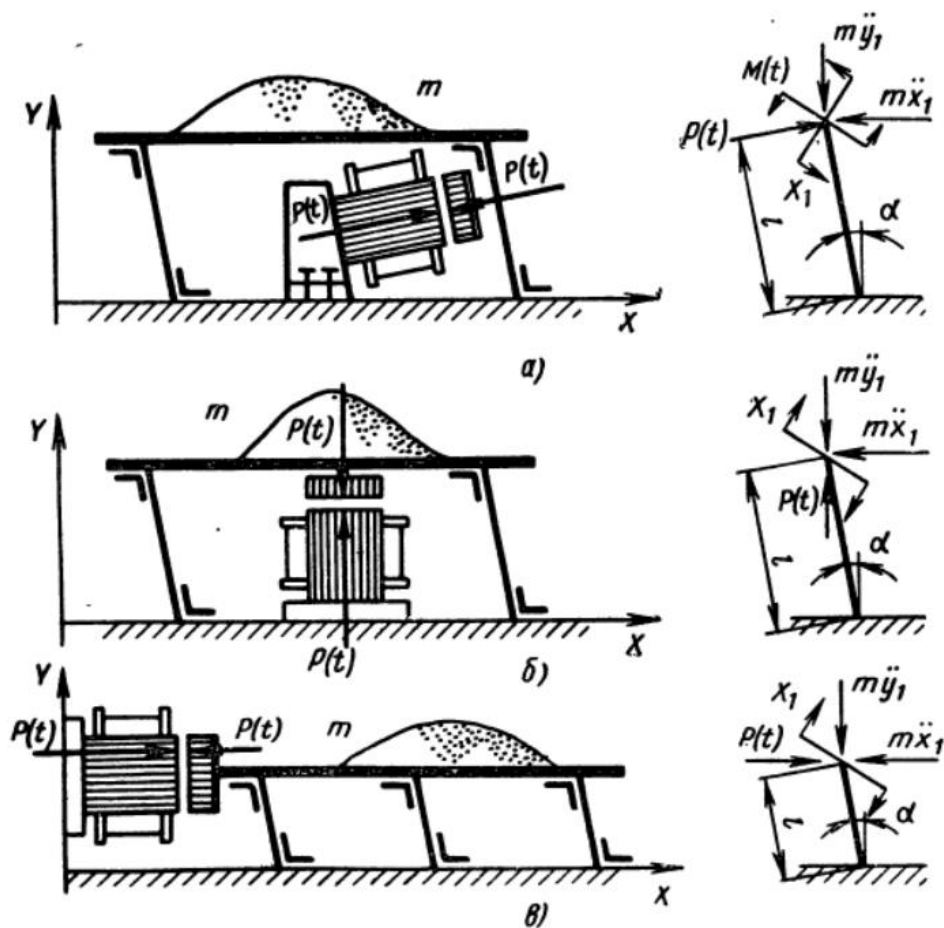


Рисунок 4.7 – Типові розрахункові схеми вібраційних пристроїв з лінійними лотками

Схема навантаження похилих підвісок вібраційних пристроїв з прямолінійними лотками повністю збігається зі схемою навантаження вібраційних пристроїв з круговими бункерами і відрізняється лише урахуванням сил інерції, що діють горизонтальній площині. Проекція сили інерції вібраційного пристрою із прямолінійним лотком $P_{y1} = m \frac{d^2 x_1}{dt^2}$.

Велика схожість всіх наведених схем дозволяє розробити єдиний метод розрахунку пружних елементів вібраційних пристроїв із круговими та прямолінійними бункерами.

Розрахунок підвісок на коливання. Метод розрахунку підвісок на коливання розглянемо з прикладу (див. рис. 4.7).

Усталений рух лотка буде описаний рівнянням

$$x_1 = \frac{F_p \cos^2 \alpha l^3}{12EJn \left(\frac{4\omega^2}{v^2} + 1 \right)} \cos 2\omega t - \frac{F_p \cos^2 \alpha l^3}{12EJn},$$

де l – довжина підвісок; α – кут нахилу підвісок; J – осьовий момент інерції підвісок; E – модуль пружності матеріалу підвісок; ω – кругова частота збурювальної сили; t – поточний час.

Результати зазначеного рішення показують, що закон руху лотка гармонійний. Коливання системи відбувається біля динамічного центру, що зміщується внаслідок односпрямованої дії сили електромагніту. Усі вібраційні пристрої з похилими підвісками, незалежно від розташування електромагніта, мають лінійну траєкторію лотка. Його було підтверджено неодноразовим осцилографуванням траєкторії руху лотка.

Як підвіски у вібраційних завантажувальних пристроях застосовують плоскі пружини (рис. 4.8, а); багатошарові плоскі пружини (рис. 4.8, б); пружини круглого перерізу (рис. 4.8, в).

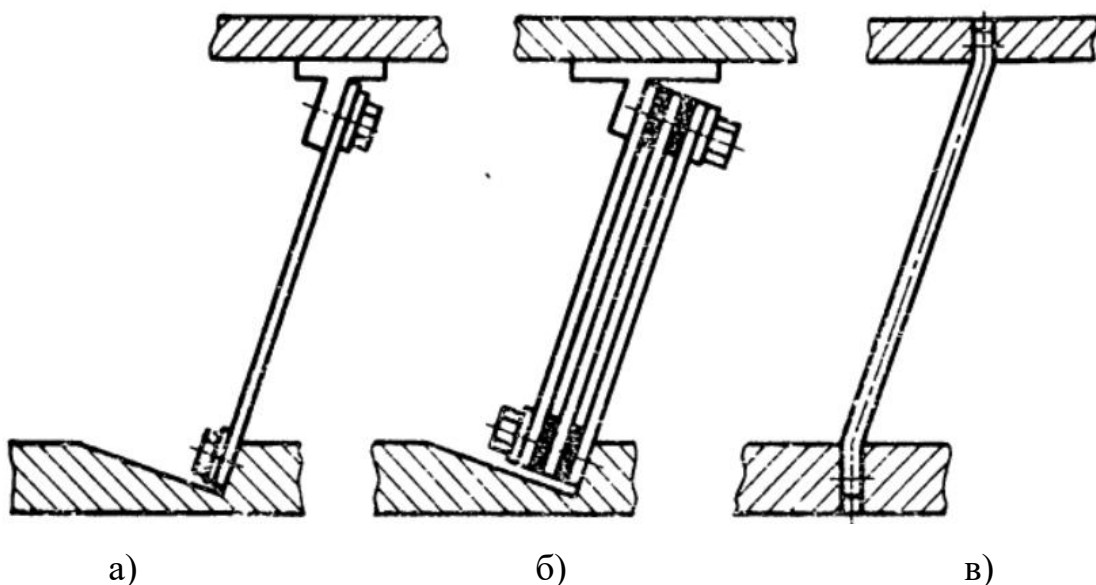


Рисунок 4.8 – Типи підвісок вібраційних пристроїв

Режими роботи вібраційного завантажувального пристрою залежать передусім від правильного вибору жорсткості підвісок, а також від того, чи всі підвіски вібратора мають однакову жорсткість. Різна жорсткість пружин викликається рядом факторів: відступом від розмірів при виготовленні, відмінністю матеріалів, неправильним закладенням кінців до основи та бункеру. Різна жорсткість призводить до того, що лоток починає робити паразитні коливання, а це викликає нерівномірне переміщення деталей по лотку. Тому розрахунок підвісок може бути ефективним лише за умови усунення факторів, що впливають на зміну жорсткості пружин.

Розрахунок підвісок проводиться виходячи з умови налаштування роботи вібраційного пристрою на резонансний режим, тому формула визначення геометричних розмірів підвісок має вигляд

$$J = \frac{ml^3v^2}{12En},$$

де v – частота власних коливань бункера або прямолінійного лотка.

Для підвісок з прямокутним перетином осьовий момент інерції становить

$$J = \frac{ah^3}{12}$$

де a – ширина підвіски; h – товщина підвіски.

Довжину робочої ділянки l підвісок та її ширину вибирають, виходячи з конструктивних міркувань. Тоді товщина пружини

$$h = \sqrt[3]{\frac{ml^3v^2}{aEn}}.$$

У багатошарових підвісках товщину пластин у пакетах слід вибирати однаковою, виходячи з умови рівної міцності. У цьому випадку вище зазначена формула для визначення товщини пластин у пакетах підвісок залишається справедливою, тільки замість n слід ставити загальну кількість пластин у всіх пакетах підвісок.

Для підвісок з круглим перерізом осьовий момент інерції

$$J = \frac{\pi d^4}{64},$$

де d – діаметр перетину підвіски.

Формула для визначення діаметра d круглих підвісок:

$$d = \sqrt[4]{\frac{16ml^3v^2}{3\pi En}}.$$

Розрахунок підвісок на міцність. Розміри підвісок, визначені виходячи з умови резонансного налагодження, необхідно перевіряти, чи вони задовольняють властивостям міцності. Перевірку на міцність можна виконати двома шляхами: по-перше, за відомим законом руху лотка визначають максимальні сили інерції та роблять розрахунок на міцність від дії цих сил та сил, що збурюють; по-друге, знаючи максимальне відхилення підвісок та закон розподілу згинальних моментів по довжині підвіски, визначають сили, а потім величини напружень у небезпечному перерізі. Обидва варіанти рішення дають однакові результати.

Закон зміни головної максимальної напруги є гармонійним, і його цикл може бути представлений як результат накладання постійного напруження σ_T на напруження, що змінюється за симетричним циклом з амплітудою σ_a :

$$\sigma_m = \frac{F_p l \cos \alpha}{2nW},$$

$$\sigma_m = \frac{F_p l \cos \alpha}{2n \left(\frac{4\omega^2}{v^2} + 1 \right) W},$$

де W – момент опору перетину підвіски.

Зазвичай практично проводять випробування матеріалу при симетричному циклі й у літературі наведені дані межі витривалості, що становлять значення максимального напруження, у якому матеріал не руйнується за будь-якої кількості циклів.

Для сталей межа витривалості дорівнює половині межі міцності $\sigma_{-1} = (0,4-0,5)\sigma_B$.

Міцність підвіски характеризується значеннями напруги σ_a і σ_T . Ці величини є координати точки в площині $\sigma_a\sigma_T$, яка повинна бути розташована нижче граничної кривої. Якщо робоча точка буде розташована вище граничної кривої, підвіска зруйнується після деякого невеликого числа циклів роботи, тому необхідно змінити параметри вібраційного приводу і весь розрахунок повторити знову.

4.4 Амортизатори

Вібраційні завантажувальні пристрої при жорсткому закріпленні на верстаті майже повністю передають збудливу силу на верстат і далі на фундамент. В результаті погіршується робота не тільки того верстата, на якому воно закріплене, але й інших, близько встановлених верстатів. Тому із застосуванням вібраційних завантажувальних пристроїв у машинобудуванні виникла необхідність розробки віброізоляції.

Для ослаблення вібрацій зазвичай застосовують пружні опори – амортизатори, у яких встановлюють вібросистему. Як пружна ланка

застосовують пружини, гуму і пробку, які за певних умов можуть настільки послаблювати вібрації, що вони не порушуватимуть роботу верстата.

Якщо знехтувати тертям в амортизаторах, то на верстат буде передаватися тільки сила пружної деформації амортизатора. Для аналізу роботи амортизаторів вібраційний пристрій зазвичай представляють як одномасову систему з діючими на неї збурювальною та інерційною силами. Таким чином, частота власних коливань вібраційного пристрою на амортизаторах

$$v_a = 2\pi \sqrt{\frac{c}{\sum m}},$$

де c – жорсткість амортизатора, $\sum m$ – маса всього вібраційного пристрою.

Аналіз амплітудно-частотної характеристики одномасової системи з одним ступенем свободи показує, що відхилення маси від статичної рівноваги знаходиться у фазі з силою, що збурює, при частоті збурення, меншої частоти власних коливань $\left(\frac{v_a}{\omega} > 1\right)$ і в протифазі – при частоті збурення, більшої частоти своїх коливань $\left(\frac{v_a}{\omega} < 1\right)$.

Звідси випливає, що пружна деформація амортизатора при роботі вібраційного пристрою буде меншою, якщо частота власних коливань буде менше збуджуючої частоти, а разом із цим зменшиться і передача вібрації на верстат.

За наявності диссипативної сили величина вібрації, що передається на верстат залежить від характеристик пружних і диссипативних сил амортизатора. У процесі коливального руху вібраційного пристрою максимальне значення амплітуди зміни пружної сили амортизатора зміщене по фазі до максимального значення амплітуди демпфуючої сили, тому в кожний момент часу сила, що

передається, на верстат буде визначатися за величиною алгебраїчної суми пружної і дисипативної сил.

Визначення жорсткості амортизаторів. Основним завданням при розрахунку амортизаторів є вибір найбільш раціонального співвідношення між жорсткостями підвісок вібраційного пристрою c_1 і амортизатора c_2 .

Залежність жорсткості амортизатора від основних параметрів вібратора може бути встановлена рішенням рівняння демпфірування коливань.

Знаючи частоту власних і вимушених коливань системи, можна підрахувати коефіцієнт демпфірування

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{T^2}{T_1^2}},$$

де T – період власних коливань системи, T_1 – період вимушених коливань системи.

Якщо прийняти $T = \frac{2\pi}{\nu_a}$, $T_1 = \frac{2\pi}{\omega}$:

$$\beta = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\nu_a}\right)^2}$$

Амортизатори дають позитивні результати лише при відношенні частот $\frac{\omega}{\nu_a} = 1,41$, при менших значеннях відношень амортизатори малоефективні. У зоні

відношення $\frac{\omega}{\nu_a} = 2$, при нульовому демпфіруванні амортизатори дозволяють

зменшити амплітуду вимушених коливань основи на 65%, а при $\frac{\omega}{\nu_a} = 6$ – на 96%.

В результаті перетворень маємо вираз для визначення коефіцієнту демпфірування

$$\beta = \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{\frac{c_1}{m_1} + \frac{c_1 + c_2}{m_2}}}, \quad (4.1)$$

де c_1, c_2 – жорсткість підвісок та амортизатора відповідно, m_1, m_2 – маса робочого органу та реактивної частини відповідно.

Таким чином, задаючись величиною маси лотка і основи, виходячи з умови отримання найбільшої амплітуди коливань, величиною коефіцієнта демпфування β при заданій частоті вимушених коливань, визначають залежність між жорсткістю пружин лотка і амортизатора. Наближена формула (4.1) дозволяє отримувати результати з помилкою, що не перевищує 0,13%.

4.5 Приклад розрахунку вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером

Завдання. Спроекувати вібраційний завантажувальний пристрій із круговим бункером та спіральним лотком для подачі деталей типу «стакан» (див. рис. 4.9) у зону обробки верстата з технологічною продуктивністю циклу 30 шт/хв. Схему вібраційного завантажувального пристрою показано на рисунку 4.10.

1. *Синхронізація продуктивності вібраційного завантажувального пристрою та верстата.* Вібраційний пристрій повинен забезпечувати безперебійну подачу заготовок до верстата, і в цьому випадку його технологічна (фактична) продуктивність повинна бути вищою за продуктивність верстата в 1,3 рази і допускати роботу верстата в більш інтенсивному режимі:

$$Q_{\phi} = Q_{\psi} \cdot k_p = 30 \cdot 1,3 = 39 \approx 40 \text{ шт/хв,}$$

де Q_{ϕ} – фактична продуктивність вібраційного завантажувального пристрою; $Q_{\text{ц}}$ – планова циклова продуктивність верстата; k_p – коефіцієнт зростання продуктивності верстата.

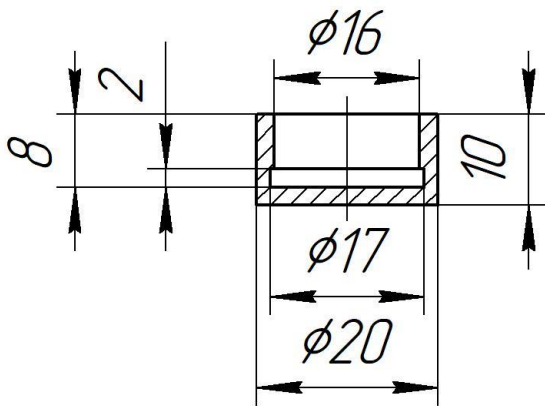


Рисунок 4.9 – Ескіз заготовки «стакан»

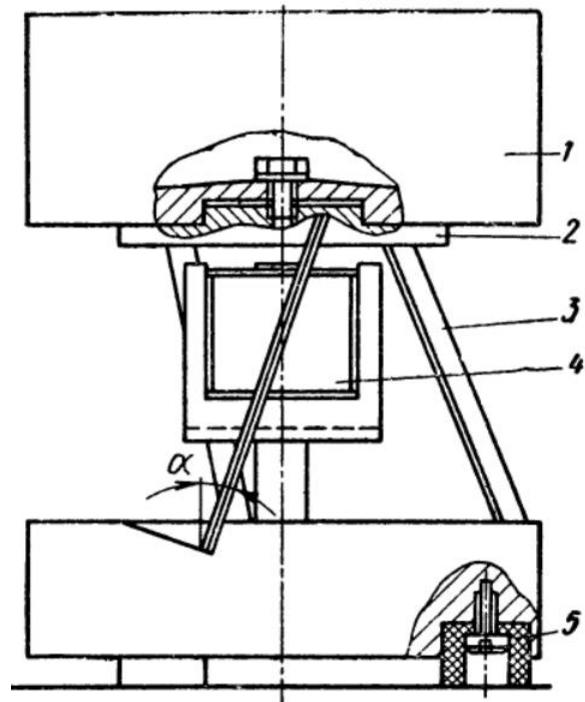


Рисунок 4.10 – Схема вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером

Визначимо потрібну швидкість вібраційного транспортування деталей по лотку

$$v_{mp} = \frac{Q_{\phi} L}{k_3 k_{op}} = \frac{40 \cdot 0,02}{0,8 \cdot 0,5} = 2 \text{ м/хв,}$$

де L – довжина заготовок, що подаються; k_3 – коефіцієнт експлуатаційного запасу технологічної продуктивності; k_{op} – коефіцієнт видачі орієнтованих заготовок.

2. *Визначення геометричних властивостей чаші.* Визначимо максимальний кут підйому лотка

$$\Theta_{\max} = \arctg(f_1^2 \operatorname{tg} \alpha_{\text{оп}}) = \arctg(0,3^2 \cdot 0,38) \approx 2^\circ,$$

де $f_1 = 0,3$ – коефіцієнт тертя сталеві заготовки по алюмінієвому лотку; $\alpha_{\text{оп}}$ – оптимальний кут нахилу підвісок.

По номограмі (див. рис. 4.2) визначаємо крок спіралі та діаметр чаші: $t_{\text{см}} = 28$ мм; $D = 250$ мм.

Місткість чаші повинна компенсувати допустимий одноразовий просій верстата протягом 20 хв.

$$E = Q_y t_{n,\max} = 30 \cdot 20 = 600 \text{ шт/хв.}$$

де $t_{n,\max}$ – максимально допустимий одноразовий простій.

Визначимо кількість заготовок, здатних розміститися в чаші в один шар:

$$z = 1 + \sum_{i=0}^n \frac{2\pi r_i}{L} = 1 + \frac{2\pi \cdot 20}{20} + \frac{2\pi \cdot 40}{20} + \frac{2\pi \cdot 60}{20} + \frac{2\pi \cdot 80}{20} + \frac{2\pi \cdot 100}{20} = 95.$$

Число шарів заготовок, які розмістять весь єдиний запас заготовок:

$$n = \frac{E}{z} = \frac{600}{95} = 6,3 \approx 7 \text{ шарів.}$$

Висота чаші $h = nh_s + \Delta = 7 \cdot 10 + 30 = 100$ мм, де n – число шарів; Δ – запас ємності чаші.

В такому разі конструкція чаші буде мати вигляд, наведений на рисунку 4.11.

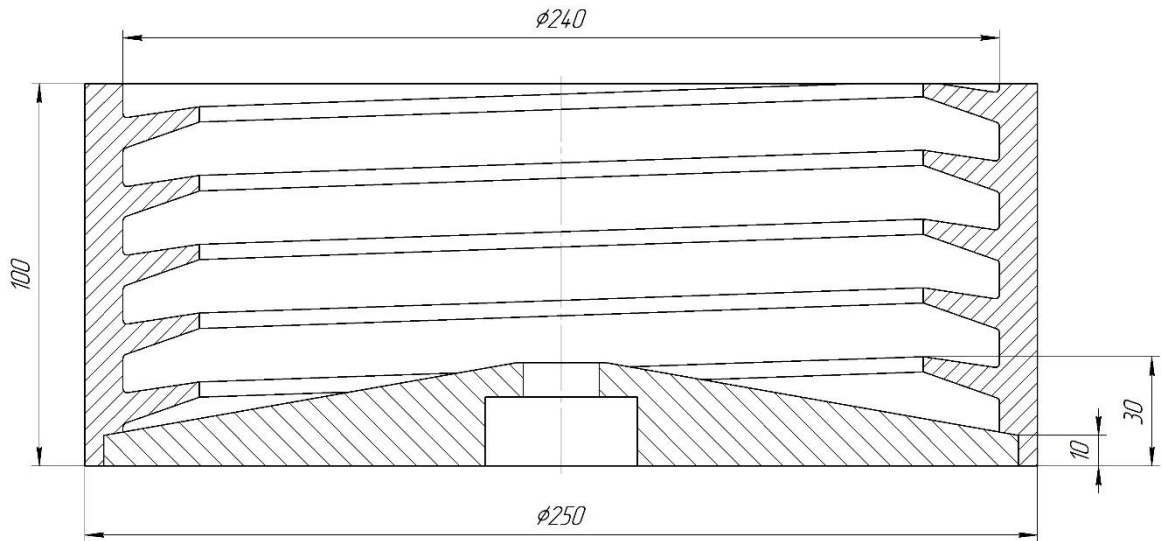


Рисунок 4.11 – Круговий бункер

3. Визначення маси і моменту інерції верхньої частини вібраційного завантажувального пристрою, що коливається. Розіб'ємо конфігурацію чаші на прості елементи та визначимо масу чаші (див. рис. 4.11):

$$m_{\text{ч}} = m_{\text{ст}} + m_{\text{л}} + m_{\text{д}} - m_{\text{отв}} = 1,015 + 0,388 + 1,710 - 0,136 = 3,06 \text{ кг.}$$

Визначаємо момент інерції чаші

$$J_{\text{ч}} = J_{\text{ст}} + J_{\text{л}} + J_{\text{д}} - J_{\text{отв}} = (155 + 48 + 75,4 - 1,1)10^{-4} = 2,77 \cdot 10^{-2} \text{ кгс} \cdot \text{м}^2.$$

де $m_{\text{ст}}$ і $J_{\text{ст}}$ – маса і момент інерції стінки чаші; $m_{\text{л}}$ і $J_{\text{л}}$ – маса та момент інерції лотка; $m_{\text{д}}$ і $J_{\text{д}}$ – маса і момент інерції дна; $m_{\text{отв}}$ і $J_{\text{отв}}$ – маса і момент інерції отвору.

Визначаємо масу платформи (рис. 4.12):

$$m_{\text{п}} = \frac{\gamma \pi R_1^2 h_1 + \gamma \pi R_2^2 h_2}{g} = 7,8 \cdot 3,14 \cdot 4^2 \cdot 0,8 + 7,8 \cdot 3,14 \cdot 8^2 \cdot 1,0 = 1,92 \text{ кг.}$$

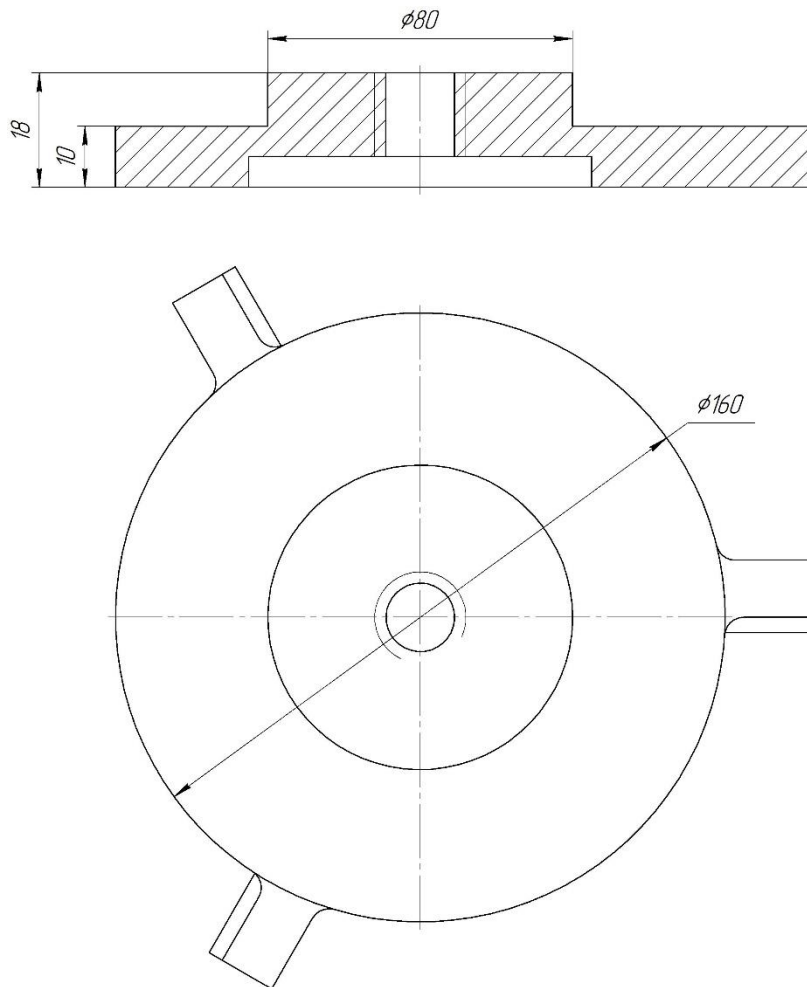


Рисунок 4.12 – Платформа

Визначаємо момент інерції платформи

$$J_n = \frac{m_1 R_1^2}{2} + \frac{m_2 R_2^2}{2} = 5,35 \cdot 10^{-3} \text{ кгс} \cdot \text{м}^2.$$

Загальна маса верхньої частини бункера, що коливається, $m = m_{\text{ч}} + m_{\text{п}} = 3,06 + 1,92 = 4,98$ кг і момент інерції $J = J_{\text{п}} + J_{\text{ч}} = 3,3 \cdot 10^2$ кгс·м². Маса заготовок повністю завантаженого бункера $m_{\text{заг}} = 7,34$ кг.

4. *Визначення режимів руху заготовки.* За наближеною формулою

$$v_{\text{cp}} = 2\lambda A_x v_{\text{л}} k f_1 \frac{\text{tg} \alpha}{\cos \alpha}$$

визначимо критичну горизонтальну амплітуду

$$A_x = \frac{v_{cp} \cos \alpha}{2\lambda v_d k f_1 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{2 \cos 20^\circ}{2 \cdot 1 \cdot 3000 \cdot 0,13 \cdot 0,3 \operatorname{tg} 20^\circ} = 2,5 \cdot 10^{-2} \text{ м,}$$

де $\lambda = 1$ – коефіцієнт, що враховує кут нахилу лотка; $v_d = 3000$ – частота коливань лотка; $f_1 = 0,3$ – коефіцієнт тертя спокою сталевий заготовки по алюмінієвому лотку; $k = 0,13$ – коефіцієнт, що враховує розбіжність теоретичної швидкості переміщення з фактичною.

За номограмою, наведеною на рис. 3.5, визначимо значення критичних амплітуд коливань еталонного лотка з кутом нахилу підвісок $\alpha = 20^\circ$ при частоті $v_d = 3000$ колив/хв: $A_0 = 0,022$ см; $A_{-x} = 0,0062$ см; $A_{+1} = 0,0043$ см. Визначимо критичні приведені амплітуди похилого лотка:

$$A_{+1}\lambda_{+1} = 0,0039 \text{ см, } A_{-1}\lambda_{-1} = 0,0062 \cdot 1,08 = 0,0067 \text{ см, } A_0\lambda_0 = 0,022 \text{ см,}$$

де коефіцієнти приведення визначені за номограмою $\lambda_0 = 1$ (див. рис. 3.7); $\lambda_{-1} = 1,08$ (див. рис. 3.8) і $\lambda_{+1} = 0,91$ (див. рис. 3.9).

Таким чином, послідовність розстановки критичних амплітуд є такою: $A_{+1} < A_{-1} < A_0 < A_x$, тобто рух заготовок відбувається на межі режимів III (двостороннє прослизання без підкидання) та IV (двостороннє прослизання з підкиданням).

5. *Рівняння руху чаші.* За узагальнену координату беремо горизонтальне переміщення точки кріплення підвіски до чаші за напрямком прямої X. У цьому випадку диференціальне рівняння руху буде таким

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + v_a^2 x = qP_0(1 - \cos 2\omega t),$$

$$\text{де } v_a = \sqrt{\frac{12EJn}{\delta ml^3 \cos^2 \alpha}}, \quad q = \frac{tg \alpha}{\delta m} = 0,077 \text{ кг}^{-1}, \quad \delta = \left(\frac{J_y}{mr_1^2} + tg^2 \alpha \right) = 0,96.$$

З умови резонансного налаштування визначаємо товщину пластин підвісок:

$$b = \sqrt[3]{\frac{v^2 \delta ml^3 \cos^2 \alpha}{Ean}} = \sqrt[3]{\frac{52^2 \cdot 0,96 \cdot 4,94 \cdot 14^3 \cos^2 20^\circ}{2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 3}} = 1,36 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Визначимо значення частоти власних коливань чаші, заповненої заготовками:

$$v_a = \sqrt{\frac{Eab^3 n}{\delta ml^3 \cos \alpha}} = 40 \text{ Гц.}$$

Рівняння руху точки кріплення підвіски до чаші у горизонтальній площині:

$$x = \frac{qP_0}{4\omega^2 - v_a^2} \cos 2\omega t + \frac{l^3 tg \alpha \cos^2 \alpha}{12EJn} P_0.$$

Визначимо необхідну найбільшу тягову силу електромагніту, яка дозволить забезпечити стійке коливання чаші з критичною амплітудою $A = 2,5 \cdot 10^{-4}$ м, яка вимірюється на радіусі руху заготовок по спіральному лотку:

$$k_2 A = \frac{qP_0}{4\omega^2 - v_a^2}, \quad P_0 = \frac{k_2 A (4\omega^2 - v_a^2)}{q} = 150 \text{ Н,}$$

де k_2 – коефіцієнт, що враховує запас величини тягової сили з урахуванням того, що відбудеться зменшення амплітуди коливань чаші внаслідок коливання реактивної маси в протифазі.

б. *Розрахунок електромагніту.* Необхідна тягова сила $P_0 = 150$ Н. Напряга живлення електромагніту $U = 220$ В.

Магнітна індукція заліза $B = 1000$ Гс ($1 \text{ Гс} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ Т}$), матеріал сердечника – залізо Е1А.

Перетин середнього стрижня сердечника

$$S_{cp} = P_0 \left(\frac{5000}{kB} \right)^2 = 150 \left(\frac{5000}{0,8 \cdot 1000} \right)^2 \approx 6 \text{ см}^2.$$

Товщину пакету беремо 2,5 см.

$$\text{Ширина середнього стрижня } l_{cp} = \frac{S_{cp}}{2,5} = \frac{6}{2,5} = 2,4 \text{ см.}$$

$$\text{Ширина крайніх стрижнів } c = \frac{l_{cp}}{2} = \frac{2,4}{2} = 1,2 \text{ см.}$$

$$\text{Ширина вікна } n = l_{cp} = 2,4 \text{ см.}$$

$$\text{Висота вікна } h = (2,5 \dots 3) l_{cp} \approx 2,6 \cdot 2,4 = 6,5 \text{ см.}$$

$$\text{Габаритна ширина заліза } l_w = l_{cp} + 2c + 2n = 2,4 + 2 \cdot 1,2 + 2 \cdot 2,4 = 9,6 \text{ см.}$$

$$\text{Висота заліза } l_g = h + c = 6,5 + 1,2 = 7,7 \text{ см.}$$

Необхідна кількість ампер-витків

$$A_w = \frac{H l_{жс}}{\sqrt{2}} + k \frac{H_g}{\sqrt{2}} 2\Delta = \frac{4 \cdot 22,6}{\sqrt{2}} + 0,8 \frac{8000}{\sqrt{2}} 2 \cdot 0,1 = 970,$$

де $H = 4$ А/см (при $B = 10\,000$ Гс, Е1А), $l_{жс} = 2(h + n + 2c) = 2(6,5 + 2,4 + 2 \cdot 1,2) = 22,6$ см, $H_g = 0,8B = 0,8 \cdot 10\,000 = 8000$ А/см, $k = 0,8$, $\Delta = 0,1$ см.

Число ампер-витків, що вміщуються вікном заліза

$$A_{\omega} = hn \cdot 10^2 \delta f_{окн} = 2,4 \cdot 6,5 \cdot 10^2 \cdot 2 \cdot 0,3 = 950,$$

де $\delta = 2$ А/см.

Необхідна кількість витків

$$\omega = \frac{U \cdot 10^8}{4,44 v_m B_{ud} S_{cp}} = \frac{220 \cdot 10^8}{4,44 \cdot 50 \cdot 1000 \cdot 6} = 1650, \text{ при } v_m = 50 \text{ Гц.}$$

Перетин дроту

$$S_{dp} = \frac{h n k_{вкн} 10^2}{\omega} = \frac{6,5 \cdot 2,4 \cdot 0,35 \cdot 10^2}{1650} = 0,33 \text{ мм}^2.$$

Діаметр дроту беремо $d = 0,65$ см ($S_{др} = 0,33$ мм).

Струм обмотки

$$I = \frac{A_{\omega}}{\omega} = \frac{970}{1650} = 0,59 \text{ А.}$$

Кількість витків, що вміщуються в котушку з розмірами $h_k = 55$ мм,
 $n_k = 18$ мм:

$$\text{кількість витків в першому ряду } k_g = \frac{0,9 \cdot 55}{0,65} = 76.$$

$$\text{кількість рядів } m = \frac{0,8 \cdot 18}{0,65} = 22,$$

$$\omega = k_g m = 76 \cdot 22 = 1680 \text{ витків.}$$

Перевірка котушки на нагрів

$$P = I^2 R_a = 0,59^2 \cdot 16 = 5,5,$$

$$R_a = \frac{\rho l_{cp} \omega}{S_{dp}} = \frac{0,0175 \cdot 0,18 \cdot 1650}{0,33} = 16 \text{ см.}$$

для міді

$$\rho = 0,0175 \frac{\text{Ом} \cdot \text{мм}^2}{\text{м}}, l_{cp} = 0,18 \text{ см},$$

$$\frac{P}{S_{нор}} = \frac{5,5}{120} = 0,046 \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2} < \left[0,05 \frac{\text{Вт}}{\text{см}^2} \right], S_{нор} = 120 \text{ см}^2.$$

7. *Перевірка підвісок на міцність.* Визначаємо величину постійної напруги внаслідок дії однотактного електромагніту

$$\sigma_m = \frac{3l \operatorname{tg} \alpha \cos^2 \alpha P_0}{ab^2 n} = \frac{3 \cdot 14 \cdot 0,36 \cdot 0,9336^2 \cdot 150}{2 \cdot 1,36^2 \cdot 3} = 140 \text{ Н/см}^2.$$

Визначимо величину амплітуди циклічного руху

$$\sigma_a = \frac{3Ebtg\alpha P_0}{l^2 \delta m (4\omega^2 - \nu^2)} = \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 1,36 \cdot 0,36 \cdot 150}{14^2 \cdot 0,96 \cdot 12,28 \cdot (2500 - 2700)} = 9500 \text{ Н/см}^2.$$

Оскільки для будь-якої сталі $\sigma_T = 140 \text{ Н/см}^2 \ll \sigma_B = 60\,000 \text{ Н/см}^2$, а $\sigma_a = 9\,500 \text{ Н/см}^2 < \sigma_{-1} = 20\,000 \text{ Н/см}^2$, то за властивостями міцності будуть задовольняти підвіски, виготовлені зі сталі (наприклад сталі 45).

8. Визначення розмірів реактивної ваги. З конструктивних міркувань беремо реактивну масу у формі диска діаметром $D_p = 250 \text{ см}$. Висоту диска реактивної маси беремо

$$h = \frac{4mg}{\gamma \pi D_p} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 980}{7,8 \cdot 3,14 \cdot 25^2} = 6,3 \text{ см}.$$

Беремо $h = 6,5 \text{ см}$.

9. *Визначення розмірів гумових амортизаторів.* З формули визначимо діаметр амортизатора (див. рис. 4.13).

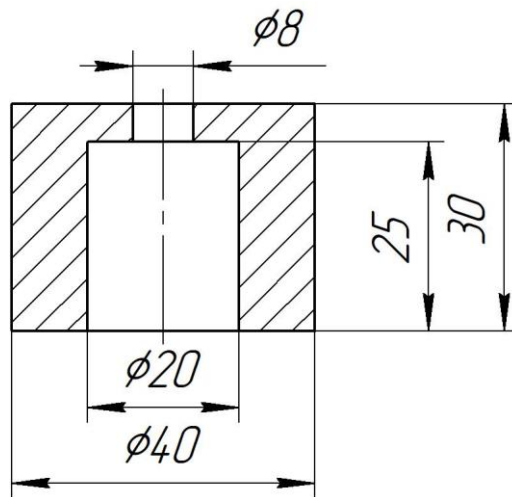


Рисунок 4.13 – Амортизатор

$$D_A = \sqrt{\frac{4v_a^2 \sum mh}{E\pi n} + d^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4^2 \cdot 37,28 \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{60 \cdot 3,14 \cdot 3} + 2^2 \cdot 10^{-4}} = 4 \cdot 10^{-2} \text{ м,}$$

де v_a – кругова частота особистих коливань вібраційного пристрою на амортизаторах; $\sum m$ – загальна маса вібратора; h – висота амортизатора; d – діаметр внутрішнього отвору амортизатора; n – кількість амортизаторів; E – модуль пружності гуми.

4.6 Висновок

1) Розглянуто методику визначення параметрів вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером.

2) Як приклад спроектувано вібраційний завантажувальний пристрій із круговим бункером та спіральним лотком для подачі деталей типу «стакан» у зону обробки верстата з технологічною продуктивністю циклу 30 шт/хв.

РОЗДІЛ 5

ПРОЄКТУВАННЯ МОДЕЛІ-ТРЕНАЖЕРА ВІБРАЦІЙНОГО ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ З КРУГОВИМ БУНКЕРОМ

5.1 Геометрична модель пристрою

Для наочного вивчення функціональних компонентів вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером (далі «пристрою») та дослідження взаємозв'язків між параметрами пристрою та режимом руху заготовок було спроектовано модель-тренажер пристрою, прототипом якого стала модель [13]. Геометричні моделі складання (див. рис. 5.1) та компонентів пристрою (див. рис. 5.2–5.5) та заготовок у вигляді твердотільних моделей було здійснено з використанням САД-системи SolidWorks. Параметри для розрахунку та розрахунок кінематики та динаміки рухів пристрою та заготовок були реалізовані з використанням модуля Motion Analysis (SolidWorks).

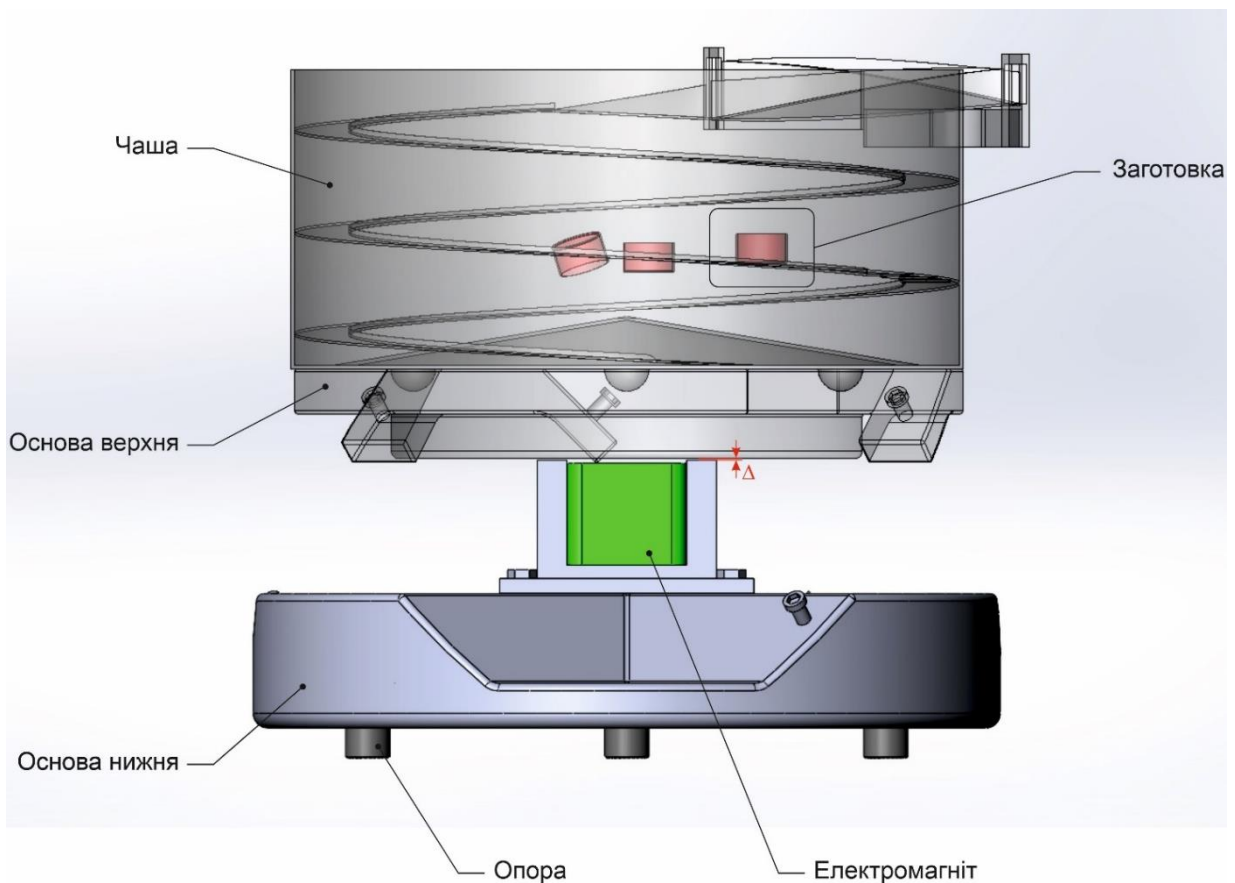


Рисунок 5.1 – Функціональні елементи пристрою

В складальній моделі пристрою не передбачено візуалізацію підвісок (пружин). Водночас підвіски є одним з основних компонентів пристрою. Їх параметри задаються окремо в модулі Motion Analysis.

На рисунку 5.2 наведено загальний вигляд та основні функціональні елементи чаші (бункера):

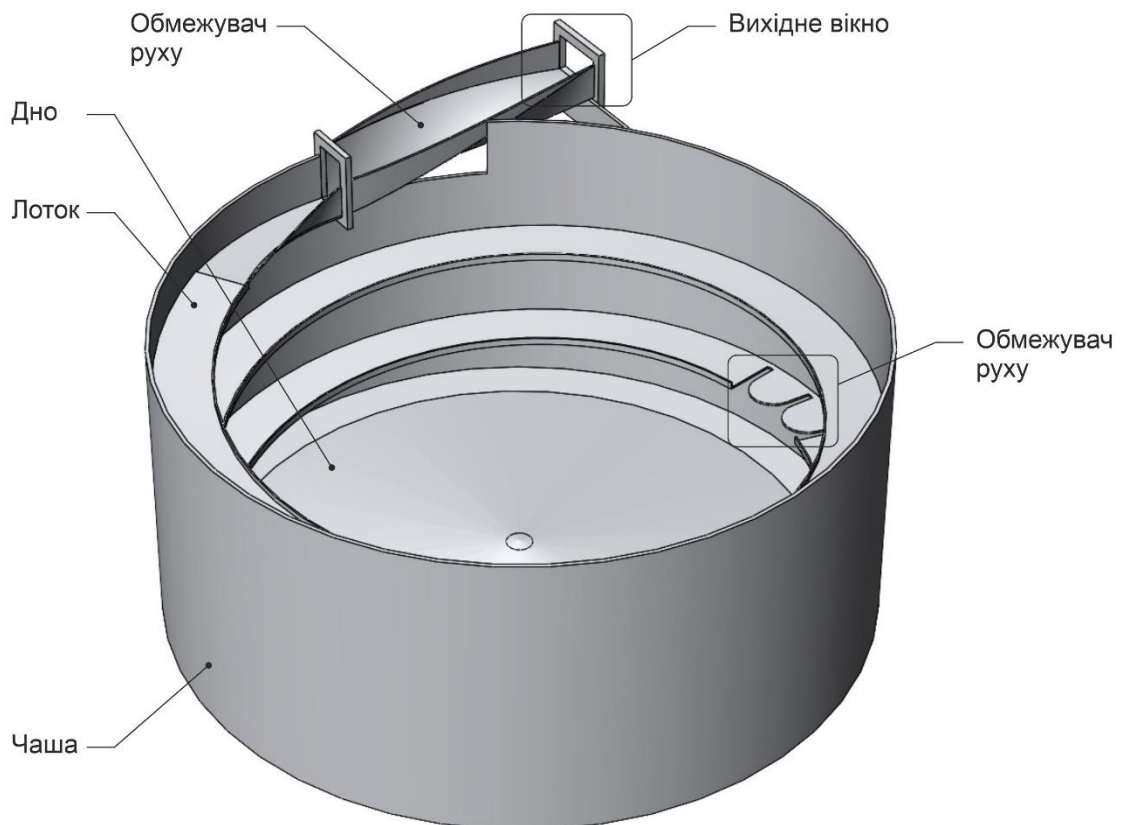


Рисунок 5.2 – Функціональні елементи чаші

Чаша (див. рис. 5.3) має циліндричну (круглу) форму. В навчальних цілях для транспортування заготовок (див. рис. 5.4) спроектовано спіралеподібний лоток з кутом підйому 20° та обмежувачами руху у вигляді щілин та лотка гвинтової форми. Розміри щілинного обмежувача руху підібрані таким чином, щоб заготовка, зорієнтована порожниною вниз, під час перебування над щілиною відкидалась на дно бункера.

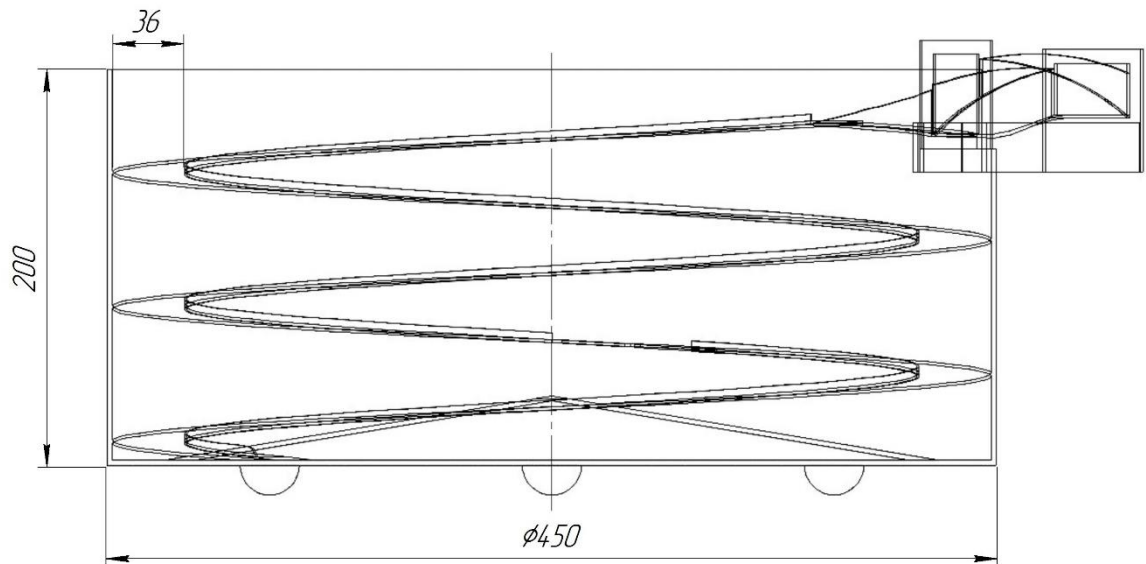


Рисунок 5.3 – Габаритні розміри чаші

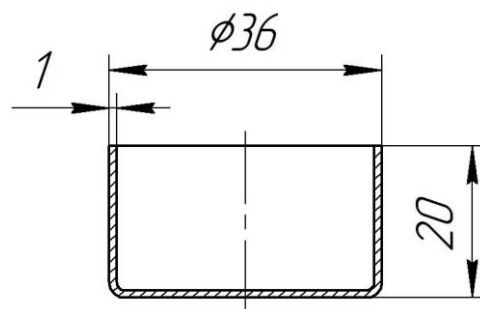


Рисунок 5.4 – Заготовка (кришка)

Як відомо вібраційні завантажувальні пристрої з круговим бункером виконують функції орієнтації та завантаження заготовок. Первинна орієнтація заготовок відбувається, коли остання потрапляє на поверхню спіралеподібного лотка. В такому разі можливі два варіанти розміщення заготовки типу кришки: 1 – порожниною вгору, 2 – порожниною вниз. В разі першого варіанта заготовка проходить весь шлях спіралеподібним лотком від дна чаші до вихідного вікна. В разі другого варіанта заготовка проходячи над щілиною, як було сказано вище, відкидається на дно бункера. Для презентації можливості вторинної орієнтації використовується лоток гвинтоподібної форми, який призначений для перевертання заготовки, зокрема на 180 град.

На рисунку 5.5 зображено основу нижню, яка виконує функцію основи пристрою загалом. На основі нижній, зверху, закріплюється електромагніт (на рис. 5.5 не наведений) та фіксуються нижні кінці підвісок (на рис. 5.5 не наведені). Знизу основа нижня спирається на опори-амортизатори (на рис. 5.5 не наведені).

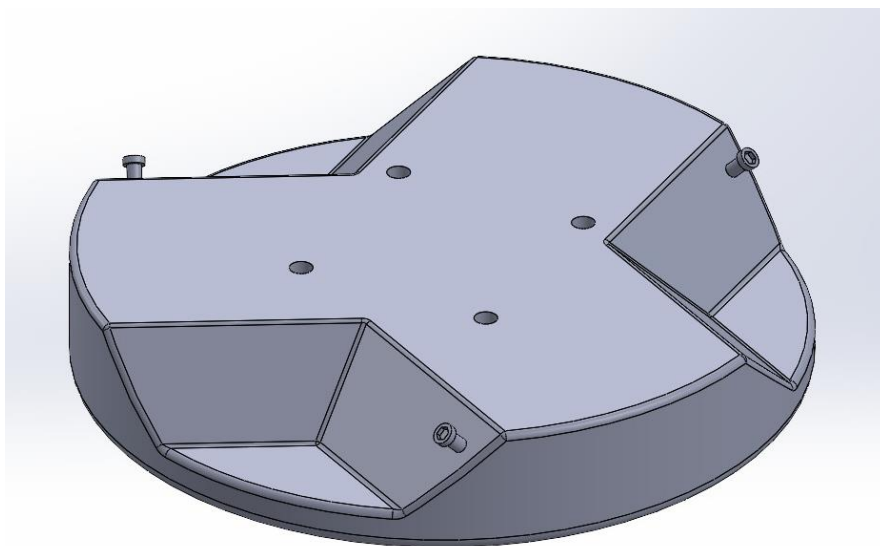


Рисунок 5.5 – Ескіз основи нижньої

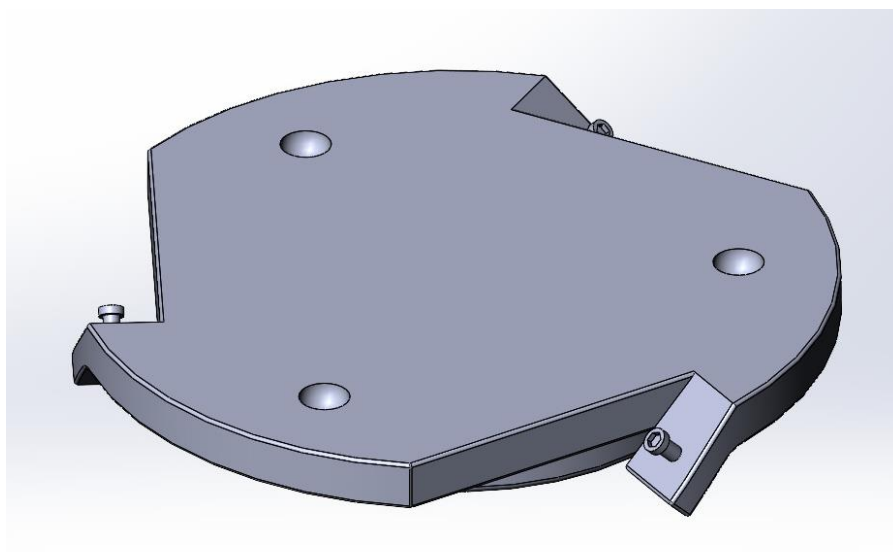


Рисунок 5.6 – Ескіз основи верхньої

Основа верхня (див. рис. 5.6) безпосередньо є основою для чаші та має конструктивні елементи для фіксації верхніх кінців підвісок (на рис. 5.6 не наведені). Основа нижня під час складання жорстко з'єднується з чашею. Під час експлуатації пристрою чаша разом з основою верхньою рухаються як єдине ціле.

5.2 Аналіз граничних умов для дослідження моделі пристрою

Для підвищення ступеня адекватності результатів розрахунку моделі були задані матеріали компонентів моделі та їх властивості.

Так, для заготовки (кришки) був заданий матеріал акрил – узагальнююча назва полімерів на основі похідних акрилової та метакрилової кислот і полімерних композицій з них [14, 15]. Велике поширення акрилу пояснюється його властивостями: легкістю, міцністю, зносостійкістю, екологічністю і досить низькою теплопровідністю, стійкістю до впливу ультрафіолету та перепадам температур.

Властивості акрилу як матеріалу заготовок задані бібліотекою матеріалів SolidWorks за замовчуванням: модуль пружності – $3 \cdot 10^9$ Н/м², коефіцієнт Пуассона – 0,35, густина – 1200 кг/м³, межа міцності на розрив – $7,3 \cdot 10^7$ Н/м² (73 МПа), межа текучості – $4,5 \cdot 10^7$ Н/м² (45 МПа).

Матеріал чаші – алюмінієвий сплав 1060: модуль пружності – $6,9 \cdot 10^{10}$ Н/м², коефіцієнт Пуассона – 0,33, густина – 2700 кг/м³, межа міцності на розрив – $6,8 \cdot 10^7$ Н/м² (68 МПа), межа текучості – $2,7 \cdot 10^7$ Н/м² (27 МПа).

Матеріал основи верхньої – сталь: модуль пружності – $2,0 \cdot 10^{11}$ Н/м², коефіцієнт Пуассона – 0,29, густина – 7870 кг/м³, межа міцності на розрив – $32,5 \cdot 10^7$ Н/м² (325 МПа), межа текучості – $2,7 \cdot 10^7$ Н/м² (45 МПа).

Матеріал основи нижньої – сірий чавун: модуль пружності – $6,6 \cdot 10^{10}$ Н/м², коефіцієнт Пуассона – 0,27, густина – 7200 кг/м³, межа міцності на розрив – $15,1 \cdot 10^7$ Н/м² (151 МПа).

Для дослідження кінематики та динаміки руху пристрою та заготовок скористаємось модулем Motion Analysis (SolidWorks), див. рис. 5.7.

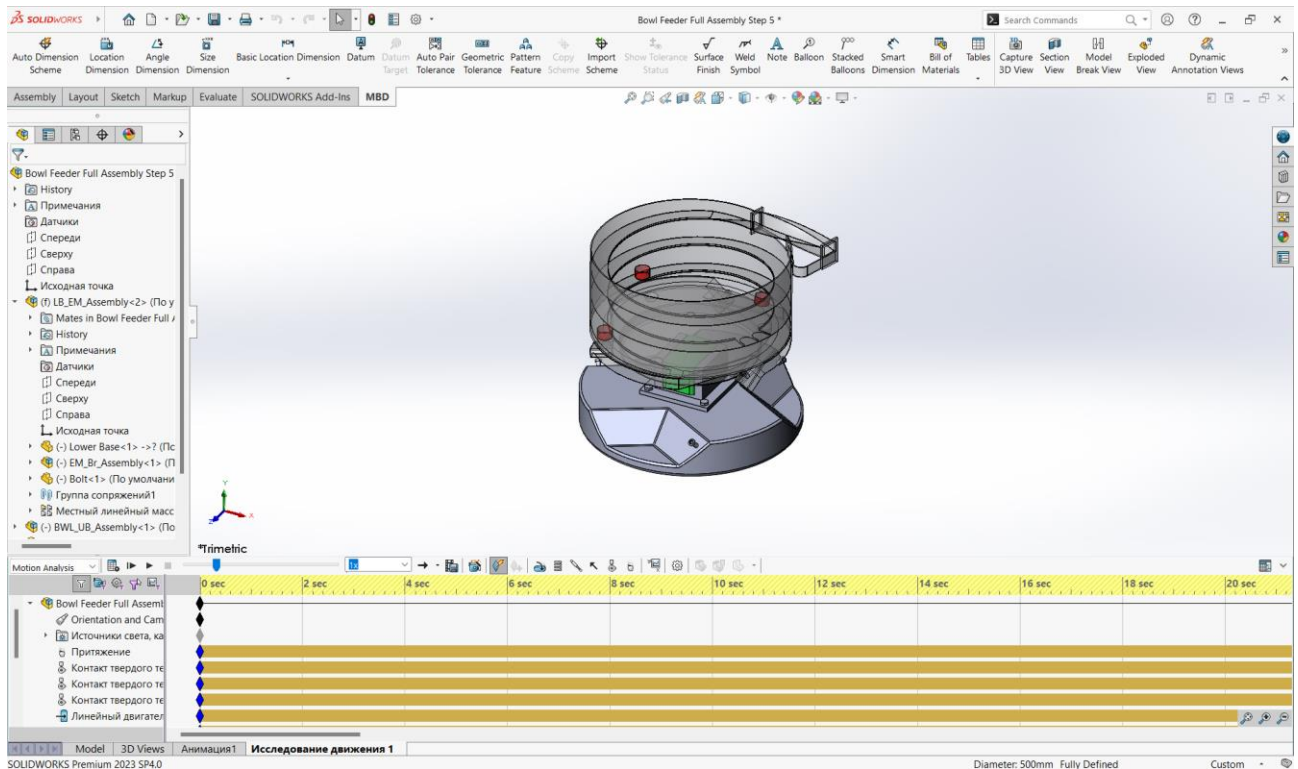


Рисунок 5.7 – Панель інструментів Motion Analysis (SolidWorks)

Для розрахунку моделі необхідно задати параметри:

- 1) контактів (Contact);
- 2) гравітації (Gravity);
- 3) двигуна (Motor);
- 4) пружин (Spring).

Так, в меню Contact було задано характеристики контакту трьох груп виробів (див. рис. 5.8):

- 1) контакт заготовок між собою;
- 2) контакт між заготовками та елементами чаші;
- 3) контакт між нижньою поверхнею основи верхньої та верхньою поверхнею основи нижньої. Саме між цими поверхнями конструктивно задається зазор $\Delta = 1$ мм, як зазор між сердечником та якорем електромагніту, що визначає максимальну амплітуду коливань чаші у зборі з основою верхньою відносно основи нижньої у вертикальному напрямку.

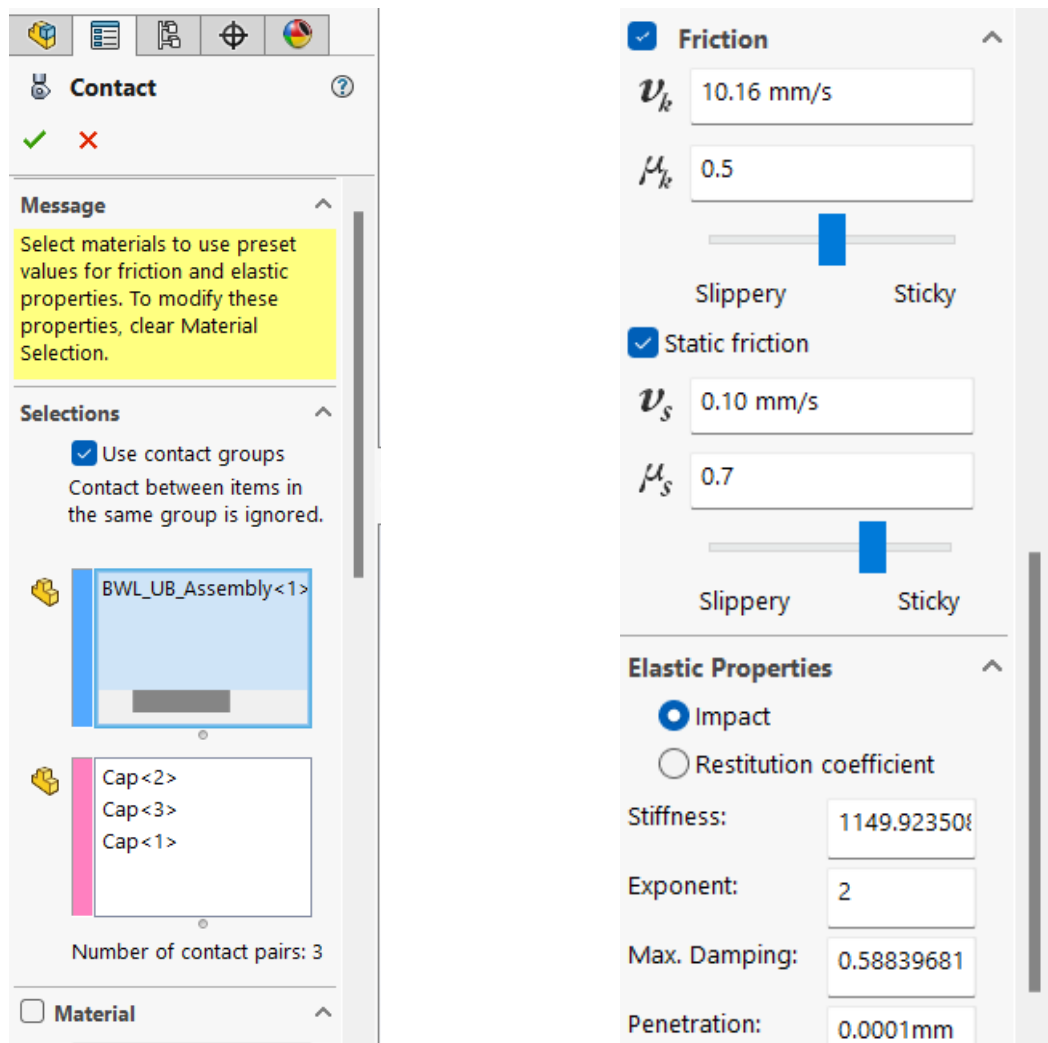


Рисунок 5.8 – Параметри меню Contact

На рисунку 5.8 наведено меню Contact з параметрами, які визначають характеристики контакту заготовок та елементів чаші: загальний коефіцієнт тертя – $\mu_k = 0,5$, статичний коефіцієнт тертя – $\mu_s = 0,7$, проникнення (Penetration) – 0,0001 мм.

В меню Gravity (див. рис. 5.9) параметрами є напрямок дії сили тяжіння – вертикально вниз та величина прискорення вільного падіння – 9806,65 мм/с² (призначено за замовчуванням).

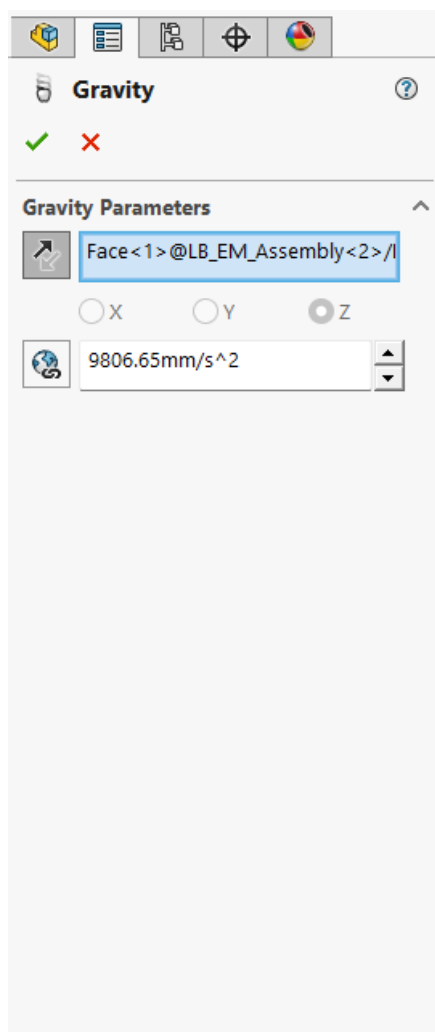


Рисунок 5.9 – Параметри меню Gravity

Параметри меню Motor визначають характеристики роботи електромагніту. Як відомо електромагніт призначений для формування осцилюючого руху чаші у вертикальному напрямку. Отже, в меню Motor були задані такі параметри:

- 1) тип двигуна – лінійний;
- 2) напрямок руху чаші – вертикальний;
- 3) рух – осцилюючий (коливальний);
- 4) амплітуда коливання – 1 мм;
- 5) частота коливань – 30 Гц;
- 6) фазовий зсув – 0 град.

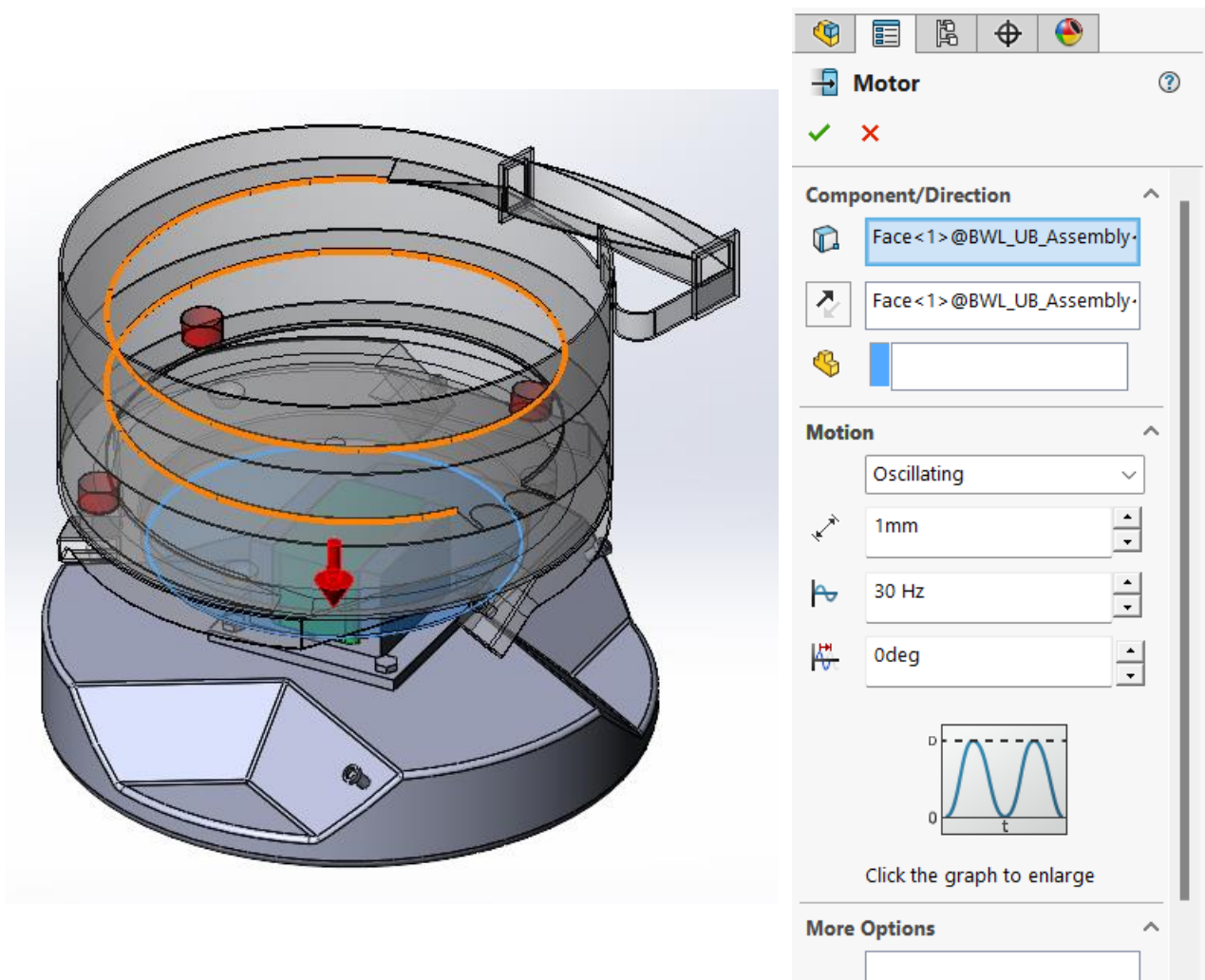
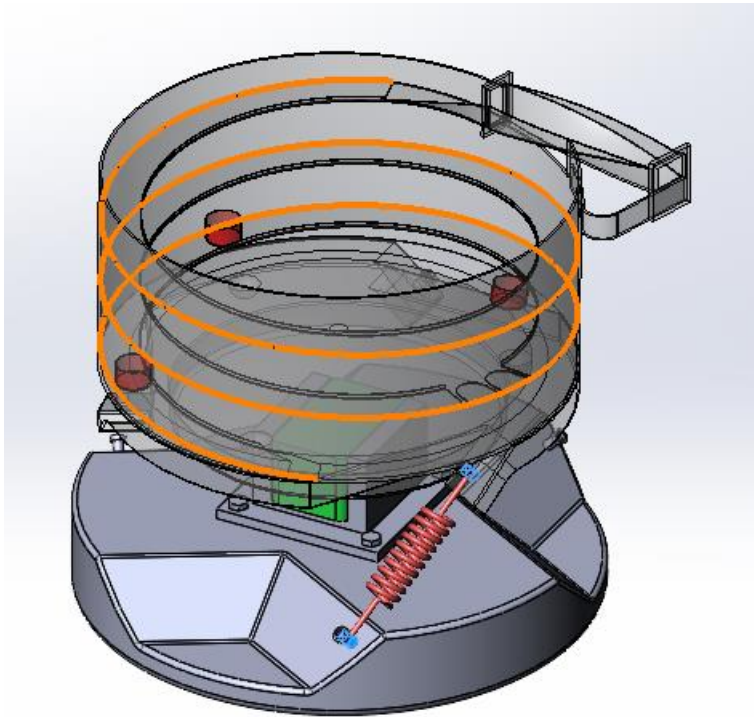


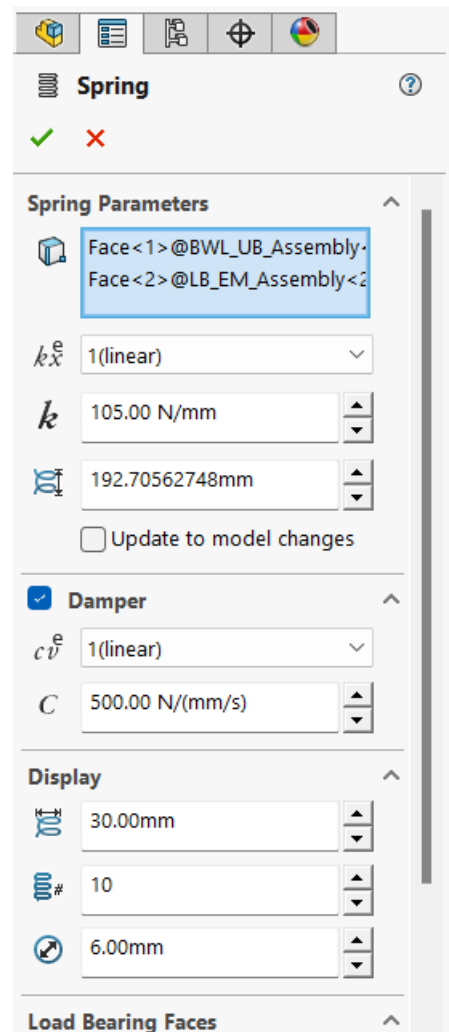
Рисунок 5.10 – Параметри меню Motor

Група параметрів підвісок (пружин), що виконують функції опори для чаші в зборі з опорою верхньою безпосередньо, є однією з найважливіших, оскільки параметри пружини багато в чому визначають кінематику та динаміку рухів компонентів пристрою та заготовок.

В меню параметрів Spring (див. рис. 5.11) по-перше необхідно задати розташування пружини – місця фіксації верхнього та нижнього кінців пружини. По-друге задаються кількісні параметри та характеристики: коефіцієнт лінійності – 1 (лінійна характеристика), коефіцієнт жорсткості – $k = 105 \text{ Н/мм}$, коефіцієнт демпфірування – $c = 500 \text{ Н/(мм/с)}$, розміри пружини: діаметр – 30 мм, кількість витків – 10, діаметр дроту – 6 мм.



а)



б)

Рисунок 5.11 – Параметри меню Spring

Отже, в рамках дослідження кінематики та динаміки руху елементів пристрою та заготовок, режиму руху заготовок, за наявної геометричної моделі пристрою та заготовок, можна зокрема варіювати такими параметрами як:

- 1) матеріали компонентів моделі, зокрема матеріал заготовок;
- 2) коефіцієнти тертя між поверхнями груп контактуючих компонентів моделі, зокрема між заготовками та чашею;
- 3) амплітуда та частота коливань двигуна;
- 4) коефіцієнти жорсткості та демпфірування пружин.

Дослідження взаємозв'язків між параметрами спіралеподібного лотка чаші, зокрема кутом підйому лотка, кутом нахилу підвісок (пружин), та кінематикою і динамікою руху елементів пристрою та заготовок, режиму руху заготовок, потребує змін в геометричній моделі пристрою.

5.3 Розрахунок результатів досліджень та побудова графіків

Для дослідження кінематики та динаміки руху елементів пристрою та заготовок, режиму руху заготовок можна скористатись інструментами SolidWorks для побудови графіків (епюр) та результатів. Для цього в меню Results (див. рис. 5.12) необхідно задати параметри графіка для його побудови.

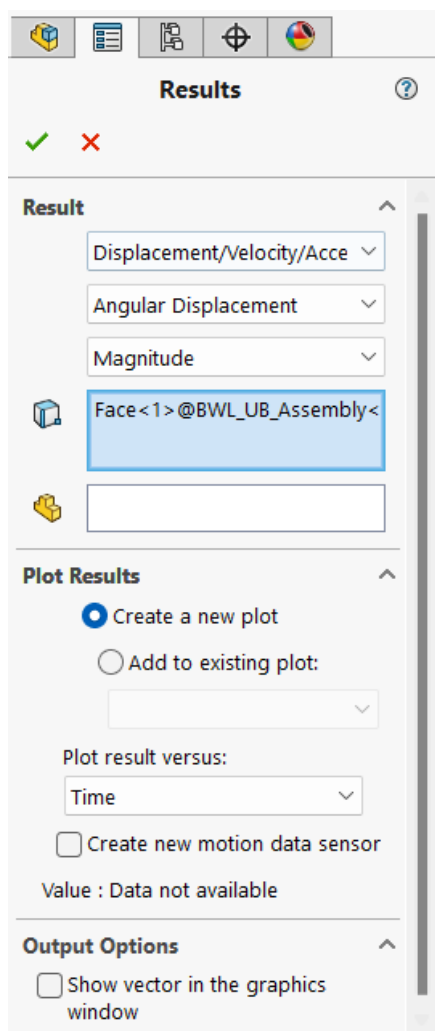


Рисунок 5.12 – Параметри меню Results

Як приклад, під час дослідження вібраційного завантажувального пристрою певний інтерес може викликати аналіз кутового переміщення, кутової швидкості чи кутового прискорення чаші. В такому разі в параметрах меню Results необхідно вибрати тип графіка, відповідно Displacement/Velocity/Acceleration, Angular Displacement, Angular Velocity, Angular Acceleration, Magnitude, вибрати поверхню, характеристики руху якої слід дослідити.

В результаті для періоду часу від 0 до 3 с були побудовані епюри кутового переміщення чаші (див. рис. 5.13), кутової швидкості (див. рис. 5.14) та кутового прискорення (див. рис. 5.15).

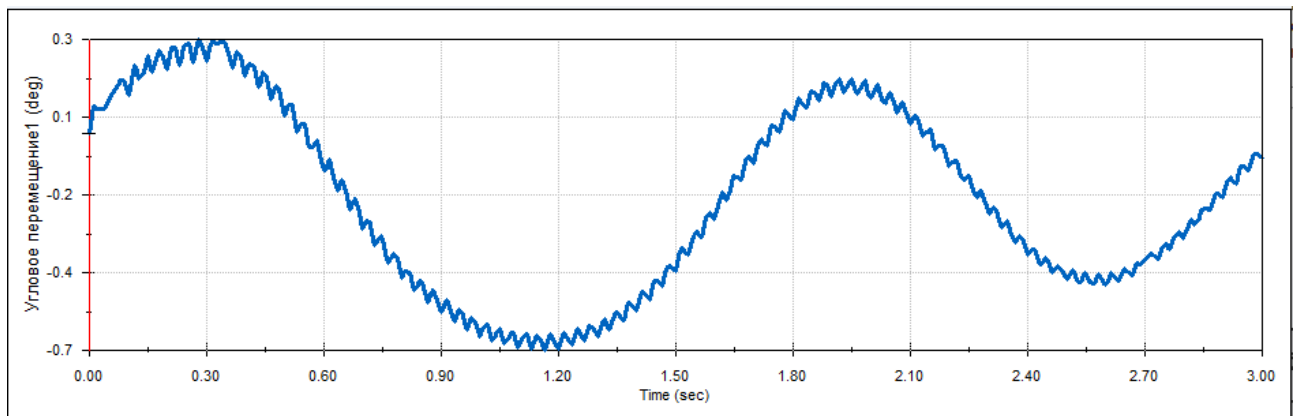


Рисунок 5.13 – Епюра кутового переміщення чаші

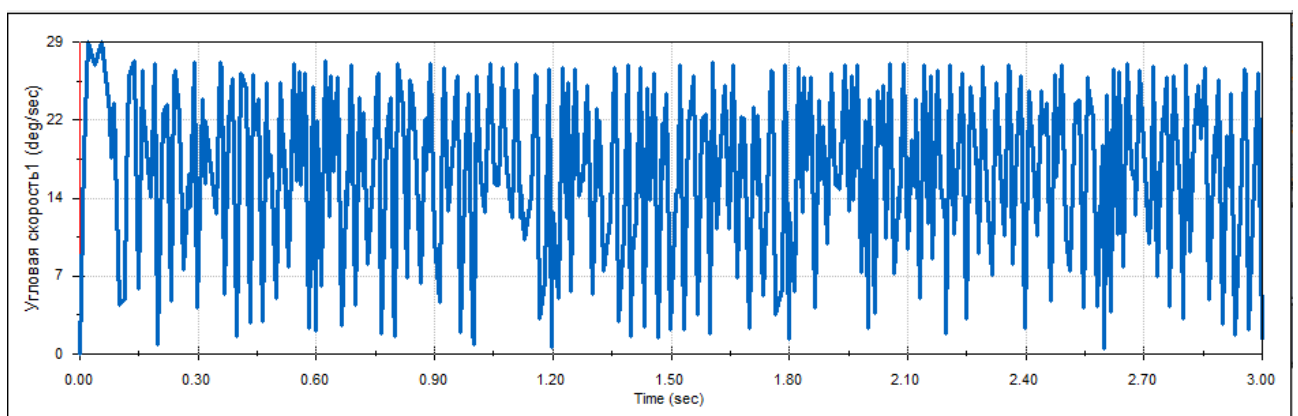


Рисунок 5.14 – Епюра кутової швидкості чаші

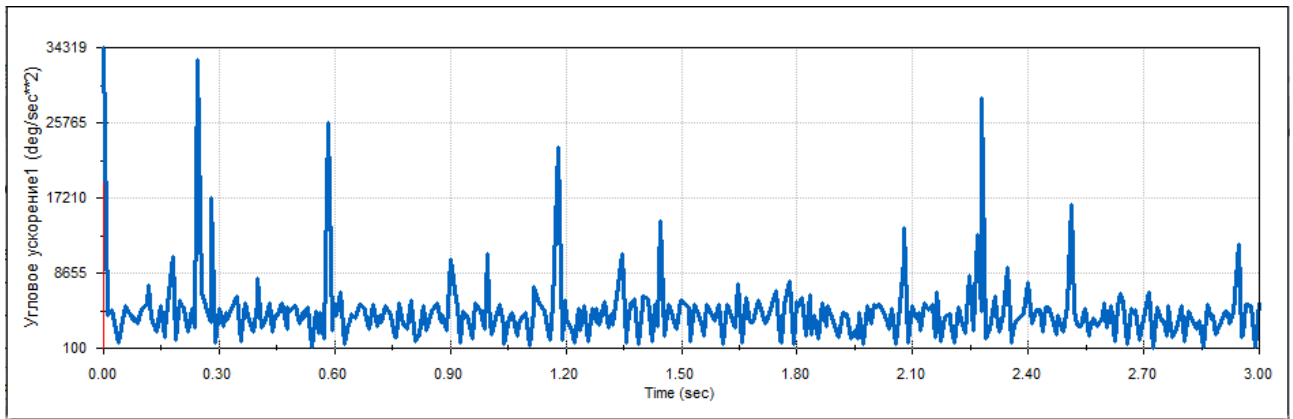


Рисунок 5.15 – Епюра кутового прискорення чаші

5.4 Висновок

- 1) Побудовано геометричну модель тренажера вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером.
- 2) Розглянуті граничні умови та параметри моделі необхідні для дослідження кінематики та динаміки руху елементів пристрою та заготовок, режиму руху заготовок.
- 3) Розглянуті можливості побудови графіків для оцінювання кількісних характеристик кінематики та динаміки руху елементів пристрою та заготовок, режиму руху заготовок за прийнятих значень параметрів моделі тренажеру.

ВИСНОВКИ

1. В результаті аналізу сучасного стану проектування та експлуатації вібраційних завантажувальних пристроїв з круговим бункером встановлено, що актуальним напрямком дослідження на цей час є проектування та аналіз імітаційних моделей пристроїв з метою прогнозування кінематики та динаміки руху компонентів пристрою та транспортованих виробів, оптимізація конструкцій пристроїв.

2. Проаналізовано структуру та функціональні механізми типових вібраційних завантажувальних пристроїв з круговим бункером.

3. Досліджено аналітичні моделі, які визначають взаємозв'язки між структурою та параметрами функціональних механізмів пристроїв та кінематичними і динамічними характеристиками руху їх компонентів, режимами руху транспортованих виробів.

4. Проаналізовано методику розрахунку параметрів вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером, зокрема таких його компонентів як чаша, пружні опори, електромагнітний привод, амортизатори.

5. Спроектовано модель-тренажер вібраційного завантажувального пристрою з круговим бункером, виконано тестовий розрахунок моделі-тренажера.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Ali Ahmad, M., Andersen, M.V., Bilberg, A. Advances in machine vision for flexible feeding of assembly parts. *Procedia Manufacturing*, Volume 38, 2019. PP. 1228-1235. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2020.01.214>.
2. Vilán Vilán, J.A., Segade Robleda, A., García Nieto, P.J., Casqueiro Placer, C. Approximation to the dynamics of transported parts in a vibratory bowl feeder. *Mechanism and Machine Theory*, Volume 44, Issue 12, 2009. PP. 2217-2235. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2009.07.004>.
3. Ланець О. С. Узагальнення розрахунків на жорсткість та міцність резонансних пружних систем вібраційних машин з простим рухом робочого органа / Олексій Степанович Ланець // Вісник НУ "Львівська політехніка". – 2008. – С. 139–154.
4. Buzzoni, M., Battarra, M., Mucchi, E., Dalpiaz, G. Motion analysis of a linear vibratory feeder: Dynamic modeling and experimental verification. *Mechanism and Machine Theory*, Volume 114, 2017. PP. 98-110. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.04.006>.
5. Chandravanshi, M.L., Mukhopadhyay, A.K. Dynamic analysis of vibratory feeder and their effect on feed particle speed on conveying surface. *Measurement*, Volume 101, 2017. PP. 145-156. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2017.01.031>.
6. Oraon, S., Chandravanshi, M.L., Bajpai, V. Diagnosis check in the Vibratory Feeder unit using FEA technique. *Materials Today: Proceedings*, Volume 16, Part 2, 2019. PP. 329-335. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.05.098>.
7. Tay, M.L., Chua, Patrick S.K., Sim, S.K., Gao, Y. Development of a flexible and programmable parts feeding system, *International Journal of Production Economics*, Volume 98, Issue 2, 2005, PP. 227-237, <https://doi.org/10.1016/j.ijpe.2004.05.019>.
8. HAN, I., LEE, Y. Chaotic dynamics of repeated impacts in vibratory bowl feeders. *Journal of Sound and Vibration*, Volume 249, Issue 3, 2002, PP. 529-541. <https://doi.org/10.1006/jsvi.2001.3874>.

9. Mucchi, E., Di Gregorio, R., Dalpiaz, G. Elastodynamic analysis of vibratory bowl feeders: Modeling and experimental validation. *Mechanism and Machine Theory*, Volume 60, 2013, PP. 60-72. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.09.009>.
10. Nebojsa I. Jaksic, Gary P. Maul. Development of a model for part reorientation in vibratory bowl feeders with active air jet tooling. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, Volume 17, Issues 1–2, 2001, PP. 145-149, [https://doi.org/10.1016/S0736-5845\(00\)00048-X](https://doi.org/10.1016/S0736-5845(00)00048-X).
11. Groover M. *Automation production systems and computer-integrated manufacturing* / Mikell P. Groover., 2015. – 816 с. – (Fourth edition).
12. Проць Я.І., Савків В.Б., Шкодзінський О.К., Ляшук О.Л. Автоматизація виробничих процесів. Навчальний посібник для технічних спеціальностей вищих навчальних закладів. – Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2011. – 344 с.
13. Oh's SOLIWORKS Simulations. How to draw Bowl Feeder with SOLIDWORKS #1 [Електронний ресурс] / Oh's SOLIWORKS Simulations // YouTube. – 2022. – Режим доступу до ресурсу: <https://www.youtube.com/watch?v=WCpFl-Z-0J4>.
14. Акрил [Електронний ресурс] // Вікіпедія. – 2024. – Режим доступу до ресурсу: <https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%90%D0%BA%D1%80%D0%B8%D0%BB>.
15. Мікульонок І. О. Полімерні матеріали і вироби з них (одержання, перероблення, властивості) : термінологічний словник / І. О. Мікульонок, О. Л. Сокольський. – Київ : Вид-во «Політехніка», 2015. – 208 с.