

Бондаренко М. Й., Демішонкова С. А.

ІНЖЕНЕРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОПОБУТОВОЇ ТЕХНІКИ

Навчальний посібник



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ТЕХНОЛОГІЙ ТА ДИЗАЙНУ

Бондаренко М. Й., Демішонкова С. А.

ІНЖЕНЕРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК
ЕЛЕКТРОПОБУТОВОЇ ТЕХНІКИ

Навчальний посібник

Рекомендовано Вченою радою Київського національного
університету технологій та дизайну
для студентів спеціалізації
Електропобутова техніка

КИЇВ
КНУТД
2019

УДК 64.06.001(075.8)

Б 33

Рецензенти:

Защепкіна Н. М. – д-р техн. наук, проф., в.о. зав. кафедри наукових, аналітичних та екологічних приладів і систем Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»;

Щербань Ю. Ю. – д-р техн. наук, заступник директора з навчально-методичної роботи ДВНЗ «Київський коледж легкої промисловості».

Рекомендовано Вченою радою Київського національного університету технологій та дизайну як навчальний посібник для студентів спеціалізації «Електропобутова техніка» (Протокол № 2 від 27 листопада 2019)

Бондаренко М. Й.

Б33 Інженерне проектування та розрахунок електропобутової техніки: навч. посіб. / М. Й. Бондаренко, С. А. Демішонкова. – Київ : КНУТД, 2019. – 185 с.

ISBN 978-617-7506-51-4

В навчальному посібнику розглядаються питання проектування і розрахунку основних елементів побутової техніки і відповідає програмі навчальної дисципліни «Інженерне проектування та розрахунок складної електропобутової техніки» для студентів спеціальності 141 – Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка спеціалізації «Електропобутова техніка». Посібник може бути корисним студентам технологічних факультетів та інженерно-технічним працівникам, що займаються конструюванням і експлуатацією побутової техніки.

УДК 64.06.001(075.8)

ISBN 978-617-7506-51-4

© М. Й. Бондаренко, С. А. Демішонкова, 2019
© КНУТД, 2019

ЗМІСТ

Вступ	7
Розділ 1. Інженерне проектування та художнє конструювання	9
Глава 1. Загальні питання проектування побутової техніки	9
1.1. Завдання та методологія проектування.....	9
1.2. Принципова та конструктивна побудова побутової техніки.....	10
1.3. Задачі інженерного проектування.....	10
1.4. Загальні вимоги проектування машин.....	12
1.5. Стадії розробки конструкторської документації та етапи виконання робіт.....	13
1.6. Основні техніко-економічні характеристики та показники якості конструкції.....	15
Глава 2. Технічна творчість в інженерному проектуванні	17
2.1. Підходи до пошуку нових технічних рішень.....	17
2.2. Рівні технічної творчості.....	17
2.3. Психологічна інерція та методи її переборення.....	19
2.4. Методи пошуку нових технічних рішень.....	21
2.4.1. Метод контрольних запитань (МКЗ).....	22
2.4.2. Мозковий штурм.....	22
2.4.3. Синектика.....	23
2.4.4. Морфологічний аналіз.....	24
2.5. Технічні системи і системний підхід при проектуванні.....	30
2.5.1. Характеристика, склад та ознаки технічних систем.....	30
2.5.2. Функції та їх ієрархія.....	31
2.5.3. Структура ТС та принципи її побудови.....	31
2.5.4. Організація ТС.....	33
2.5.5. Системні властивості ТС.....	34
2.6. Закони розвитку ТС.....	35
2.6.1. Закони принципової життєздатності систем.....	36
2.6.2. Закони періоду росту і розвитку ТС.....	37

2.6.3. Закони завершального етапу розвитку ТС	
та переходу до нової системи.....	42
2.6.4. Сумісна дія законів розвитку ТС.....	44
Глава 3. Інтенсивні методи пошуку нових технічних рішень.....	46
3.1. Схеми рішення задач по АРВЗ.....	47
3.2. Принципи репольного аналізу.....	49
3.3 Основні правила репольного аналізу.....	50
3.3.1. Фізичні, геометричні та хімічні ефекти – інструменти технічної творчості.....	53
3.4. Принципи та механізми усунення суперечностей.....	54
3.4.1. Метод моделювання “маленькими чоловічками”.....	54
3.4.2. Прийоми усунення суперечностей.....	56
Глава 4. Функціонально-вартісний аналіз.....	57
4.1. Етапи ФВА (у сфері виробництва).....	58
Глава 5. Основи художнього конструювання.....	64
5.1. Основи композиції.....	64
5.2. Кольорознавство.....	70
5.3. Зір та кольорове сприймання.....	72
5.4. Психофізіологічна дія кольору.....	73
5.5. Цілі та об’єкти уваги ергономіки.....	74
Розділ 2. Розрахунки робочих органів електропобутової техніки.....	76
Глава 1. Розрахунки основних елементів пральних машин.....	76
1.1. Розрахунок параметрів барабанів.....	76
1.2. Розрахунок обичайки барабана на міцність.....	77
1.3. Розрахунок стінки барабана.....	79
1.4. Розрахунок з’єднання стінки з фланцем.....	81
1.5. Розрахунок потужності, споживаної пральною машиною.....	86
1.5.1. Потужність в режимі прання.....	86
1.5.2. Потужність в режимі віджимання.....	95
1.5.3. Особливості розрахунку потужності приводу	

активаторних машин.....	99
1.6.Розрахунок на міцність валів барабанів пральних машин.....	99
1.7.Розрахунок та конструювання пружної підвіски барабана пральної машини з демпфіруванням.....	106
1.8.Особливості розрахунку та конструювання барабанів сушильних машин.....	112
Глава 2 . Розрахунки та конструювання робочих органів віджимних машин та приладів.....	115
2.1.Центрифугування в побутових машинах.....	115
2.1.1.Визначення кута нахилу твірної конічного ротора центрифуги.....	116
2.1.2.Розвантаження циліндричних роторів побутових соковижималок.....	119
2.1.3.Параметри, що визначають ефективність роботи фільтрувальних центрифуг.....	120
2.1.4.Розрахунок ротору центрифуги.....	123
2.1.5.Розрахунок потужності центрифуги.....	125
2.1.6.Розрахунок вала одинарної центрифуги.....	128
2.2.Розрахунок валкових виконавчих механізмів.....	134
2.2.1.Умови захвату матеріалу валками.....	134
2.2.2.Силовий розрахунок валкових механізмів.....	135
2.3.Розрахунок побутових валкових прасувальних машин.....	139
2.3.1.Силові залежності в робочій зоні валка.....	139
2.3.2.Розрахунки вала на міцність та жорсткість.....	141
2.4.Розрахунок та проектування шнекових пристроїв побутових кухонних машин.....	144
2.4.1.Призначення та конструкція шнекових пристроїв.....	144
2.4.2.Вибір основних конструктивних параметрів.....	146
2.4.3.Продуктивність шнекових пристроїв.....	148

2.4.4.Силові залежності в шнековому пристрої.....	149
2.4.5.Розрахунок шнеків на міцність.....	152

Глава 3. Розрахунки та конструювання робочих органів різальних пристроїв.....	154
3.1.Загальні відомості.....	154
3.2.Силові залежності при різанні по способу прямого ножа.....	154
3.3.Особливості різання по способу пилки.....	156
3.3.1.Розрахунок потужності на різання в продукторізальних машинах.....	158
3.3.2.Конструктивні особливості робочих органів різальних пристроїв, що працюють по способу пилки.....	158
3.4.Різання по способу ножиць.....	160
3.5.Розрахунок різальної кромки на міцність.....	162
3.6.Матеріали для ножів електропобутових пристроїв.....	165
Глава 4. Розрахунки та конструювання робочих органів змішувальних пристроїв.....	166
4.1. Область використання змішувальних пристроїв кухонних машин.....	166
4.2. Критерії змішування.....	167
4.3.Змішування рідин за допомогою міксера.....	168
4.4.Особливості процесу збивання.....	171
4.4.1.Розрахунок параметрів процесу збивання при циклоїдальному русі робочих органів.....	174
4.5.Характеристика процесу змішування тіста в побутових тістомісилках.....	176
Література.....	179

ВСТУП

Слово “інженер” походить від латинського слова “ingenium”, що в перекладі означає дотепний винахід. Значить інженер – це людина, здатна винаходити, тобто створювати щось нове, раніше невідоме.

Таким чином, під інженерним проектуванням розуміють розробку принципово нових технічних рішень, що неможливо без творчості.

Творчість – це найвищий рід людської діяльності. Новизна – це те, що відрізняє творчість від ремесла. Творець не може володіти усіма секретами та навичками свого ремесла, а ремісник може і не бути творцем, може весь вік йти протоптаним шляхом.

Розрізняють творчість наукову, науково-технічну та технічну.

Результатом наукової творчості є відкриття, які встановлюють невідомі раніше об’єктивні закономірності, властивості та явища матеріального світу.

Результатом науково-технічної творчості є переважно складні винаходи. Об’єктом винаходу може бути новий пристрій, спосіб, речовина.

Результатом технічної творчості (реалізованої в ході інженерної діяльності) є прості винаходи, раціоналізаторські пропозиції, конструкторські розробки.

Сучасні методи пошуку нових технічних рішень базуються, насамперед, на творчому підході до розв’язання технічних проблем, результатом якого є розробки на рівні винаходів та раціоналізаторських пропозицій. Творчий потенціал людини можна суттєво підвищити за рахунок використання розроблених останнім часом прийомів та методів. Ці питання розглядаються в розділі “Інженерне проектування”. Немало важливим в конструкції є її естетичність та ергономічність, що в загальних рисах також представлено у вказаному розділі.

Надійність та довговічність конструкції забезпечується кваліфікованими розрахунками на міцність та жорсткість. Вихідні дані до таких розрахунків визначаються із специфічних технологічних розрахунків споживаної

побутовими машинами потужності. Вказані питання розглянуті в розділі “Розрахунки робочих органів електропобутової техніки”.

Розділ 1. Інженерне проектування та художнє конструювання

Глава 1. Загальні питання проектування побутової техніки

1.1. Завдання та методологія проектування.

Загальна методологія поетапної проектно-конструкторської розробки машин та апаратів містить наступні етапи:

- прогнозування розвитку конструкцій певних машин;
- проектування (передпроектні дослідження, принципова побудова технічного об'єкту та розробка конструкторської документації);
- освоєння серійного виробництва.

Прогнозування розвитку конструкцій базується на трьох напрямках:

- оцінка значимості нових відкриттів та винаходів;
- визначення цілей та технічної стратегії у створенні нової техніки;
- вивчення сучасного технічного рівня.

Процес розробки проектно-конструкторської документації включає в себе поступове покращення конструкції технічного об'єкту, розробку на цих засадах робочої документації, по якій виготовляється виріб.

Освоєння серійного виробництва починається з технічної підготовки виробництва до випуску розробленої конструкції. Цей стан включає широке коло задач по технічному оснащенню машинобудівного виробництва. Головна частина технічної підготовки виробництва – це проектування технологічних процесів виготовлення та конструювання технологічної оснастки.

У відповідності до програми в даній дисципліні розглядаються лише питання, що стосуються основної частини проектно-конструкторських робіт – проектування на стадії розробки конструкторської документації. Це питання, що пов'язані з синтезом конструкції на основі різних видів розрахунків, що підтверджують раціональність вибраного варіанту та його працездатність у процесі експлуатації.

1.2 Принципова та конструктивна побудова побутової техніки.

Побудова технічного устаткування визначається призначенням, способом обробки споживаних об'єктів, фізичною суттю процесів, а також технічними вимогами до устаткування.

Основна роль технічного устаткування при здійсненні технологічного процесу полягає в передачі енергії відповідного виду до даного процесу.

З огляду на це технологічне устаткування складається з двигуна, передаточних та виконавчих механізмів та органів, різного роду допоміжних пристроїв, призначених для подачі, утримання об'єктів, що обробляються, для контролю технологічних параметрів та ін.

Двигун та передаточний механізм складають привод. Привод та виконавчі органи – машинний агрегат.

Технологічне обладнання, до якого можна віднести і побутову техніку, поділяють на машини та апарати. Різниця між ними полягає в тому, що в машині оброблюваний об'єкт підлягає механічній дії, а в апараті – всілякій іншій (хімічній, гідравлічній, електричній та ін.).

Наявність в обладнанні всіляких допоміжних механізмів та пристроїв характеризує рівень його автоматизації. Прогрес у розвитку конструкцій обладнання полягає в тому, що все більша кількість фізичних та розумових функцій людини передається технічним засобам, внаслідок чого людина звільнюється від безпосередньої участі у технологічному процесі. В залежності від рівня механізації та автоматизації відрізняють машину (апарат), напівавтомат, автомат.

1.3 Задачі інженерного проектування.

Основне завдання обладнання – забезпечити високоякісне, продуктивне, безпечне та економічно вигідне виконання технологічної операції.

Доцільність створення нового обладнання визначається тим, наскільки нова конструкція відповідає підвищеним сучасним вимогам. Для побутової техніки – це підвищення якості її роботи, скорочення витрат часу, подальше забезпечення зручності, безпечності та естетичності конструкцій.

Ці завдання вирішуються або проектуванням принципово нового обладнання (наприклад, обігрівальних приладів інфрачервоного випромінювання), або модернізацією відомого.

Проектування сучасної електропобутової техніки пов'язано з наступними конструкторськими рішеннями:

- підвищення безперервності процесу (соковижималки);
- підвищення рівня автоматизації процесу (автоматичні пральні машини, холодильники з автоматичним відтаюванням);
- розширення технологічних можливостей (пральні машини);
- збільшення кількості робочих органів з ціллю підвищення рівня механізації (багатофункціональність кухонних машин);
- оптимізація швидкостей та геометрії робочих органів;
- підвищення стійкості проти спрацювання робочих органів, деталей та вузлів машин;
- зниження металоємкості та матеріалоємності конструкцій;
- використання в машинах та апаратах прогресивних засобів автоматизації (процесорів, елементів пневматики, гідравліки та ін.).

модернізація обладнання дозволяє без суттєвих витрат підвищити його технічний рівень. В процесі модернізації зазвичай вирішують задачі розширення технологічних можливостей, скорочення допоміжного та машинного часу, підвищення якості обробки, експлуатаційних якостей, покращення умов роботи та підвищення безпеки експлуатації. Найважливішим критерієм модернізації є техніко-економічна ефективність її проведення.

Процес створення машини – складний творчий процес, що об'єднує мислення та обробку інформації, які згодом перетворюються в технічні образи майбутнього виробу.

Розпізнають поняття проектування та конструювання. Проектування – процес розробки загальної принципової схеми конструкції, що відповідає призначенню та вимогам. У процесі проектування розглядають декілька варіантів та обирають найкращий. Процес проектування ведеться на основі

технічних розрахунків, конструктивної, технологічної та експлуатаційної проробки працездатності деяких деталей, складальних одиниць та машини в цілому.

Конструювання – процес розробки конструкторської документації, тобто технічна реалізація проекту.

Технічний розрахунок - упоряджена послідовність окремих розрахунків, що підтверджують працездатність окремих деталей вузлів та машин в цілому, що виконуються на основі вхідних даних.

1.4 Загальні вимоги з проектування машин

Основним напрямком створення технологічних машин є підвищення продуктивності праці. В зв'язку з цим на стадії проектування необхідно визначити техніко-економічну ефективність використання нової техніки, особливо по її продуктивності.

Підвищення продуктивності праці досягається:

- підвищенням продуктивності машини;
- зниженням вартості машини;
- зменшенням розходу інструментів та електроенергії на одиницю продукції та т.п.

При проектуванні техніки конструктор повинен врахувати конструкторську та технологічну спадковість.

Конструктивна спадковість полягає в максимальному використанні механізмів та деталей, уже освоєних заводом-виготовлювачем.

Чим менша кількість нових механізмів та деталей, що використовується в новій машині, тим вища її конструктивна спадковість.

Технологічна спадковість забезпечується конструюванням таких спеціальних деталей, обробка яких аналогічна таким, що виготовлялись раніше.

Ці спадковості безпосередньо пов'язані з уніфікацією, стандартизацією, нормалізацією деталей, механізмів та машин. В машинобудуванні стандартизація широко проведена в області кріпильних деталей, підшипників кочення, модулів зубчастих коліс, машинобудівних матеріалів, допусків та

посажок, чистоти поверхні та т.п. Широке застосування стандартизація знаходить також у відношенні елементів пневматичних, гідравлічних та електричних систем механізмів та засобів автоматизації. Стандартизація виробів дозволила створити спеціалізовані підприємства для їх виготовлення. Це дозволило забезпечити високу продуктивність та економічність при виготовленні таких виробів.

Нормалізація - різновидність стандартизації в масштабі галузі чи підприємства. Нормалі мають відомче значення і сприяють підвищенню ефективності виробництва. Нормалізація передбачає в основному конструктивні та розмірні характеристики об'єктів виробництва і пов'язана з розробкою конструктивних нормалей на окремі деталі та механізми, що виготовляються на даному підприємстві чи в галузі.

Нормалізація стосується також матеріалів та технологічних процесів обробки деталей.

Сучасні машини повинні задовольняти також вимогам техніки безпеки та їх зручності в експлуатації, а також вимогам технічної естетики. Для умов безпеки машина чи прилад повинна мати захисні пристрої від дії електричного струму, теплових виділень, вібрації, шуму та інших шкідливих явищ.

Машини чи прилади повинні бути зручними в експлуатації. Ця зручність забезпечується хорошим доступом до всіх виконавчих органів, особливо до тих, які потребують частой настройки, регулювання, заміни.

1.5. Стадії розробки конструкторської документації та етапи виконання робіт

Чіткість, лаконічність, компактність відомостей щодо об'єкту, що підлягає розробці, забезпечується використанням ЄСКД - єдиної системи конструкторської документації.

Конструкторські документи містять в собі графічні та текстові документи, які дають уяву про склад та будову виробу, а також мають необхідні дані для його розробки, виготовлення, контролю, прийомки, експлуатації та ремонту.

В залежності від стадії розробки конструкторські документи поділяють на

проектні (технічна пропозиція, ескізний проект, технічний проект) та робочі (робоча документація).

Схема процесу конструкторської розробки виробу показана на рис.1.

Розглянемо задачі окремих стадій розробки.

Технічне завдання - встановлює основне призначення, технічні характеристики, показники якості та техніко-економічні вимоги, що пред'являються до розроблюваного виробу, стадії розробки конструкторської документації та її склад, а також вимоги до виробу.

Технічна пропозиція - сукупність конструкторських документів, що містять технічне та техніко-економічне обґрунтування (ТЕО) доцільності розробки документації виробу на основі технічного завдання, різні варіанти можливих рішень, порівняння виробів, що розробляються та існують, з використанням патентних матеріалів. Технічна пропозиція після узгодження та затвердження є основою для розробки ескізного (технічного) проекту.

Ескізний проект - сукупність конструкторських документів, які містять принципові конструкторські рішення, що дають уяву про будову та принципи роботи виробу, а також дані, що визначають призначення, основні параметри та габаритні розміри розроблюваного виробу. Ескізний проект після затвердження у визначеному порядку є основою для розробки технічного проекту чи робочої конструкторської документації. В деяких випадках, коли це дозволяє будова виробу, замість ескізного проекту відразу розробляється технічний проект.

Технічний проект - сукупність конструкторських документів, що містять остаточні технічні рішення, що дають повну уяву про будову виробу. Технічний проект після узгодження та затвердження у встановленому порядку є основою для розробки робочої конструкторської документації.

Конструкторські документи: робочі креслення деталей, складальні креслення (на їх основі здійснюється складання та необхідне регулювання одиниці), креслення загального виду (відображає виріб в стадії остаточної готовності), розрахунково-пояснювальна записка (перелік розділів якої повинен відповідати стандарту), схеми (для принципового зображення зв'язків елементів

машини між собою).

Існують такі види схем: електричні - Е, гідравлічні - Г, пневматичні - П, кінематичні - К, комбіновані - С. Щодо типу схеми діляться на : структурні - 1, функціональні - 2, принципіві - 3, з'єднувальні - 4, підключення -5, загальні - 6, розташування -7.

Схеми виконують без масштабу, за виключенням в деяких випадках кінематичних, з дотриманням вимог наочності, чіткості, відповідності реальному розташуванню елементів.

1.6. Основні техніко-економічні характеристики та показники якості конструкцій

Даними характеристиками та показниками визначається доцільність розробки.

Характеристики якісної оцінки можна розділити на дві групи. Перші оцінюють конструкцію як об'єкт експлуатації по продуктивності, степені автоматизації, потужності, к.к.д., габаритним розмірам, надійності та довговічності, зручності обслуговування, естетичності. Другі оцінюють конструкцію, як об'єкт виробництва по загальній трудомісткості, масі, металоємкості та матеріалоємності, технологічності та конструктивній спадкоємності, вартості.

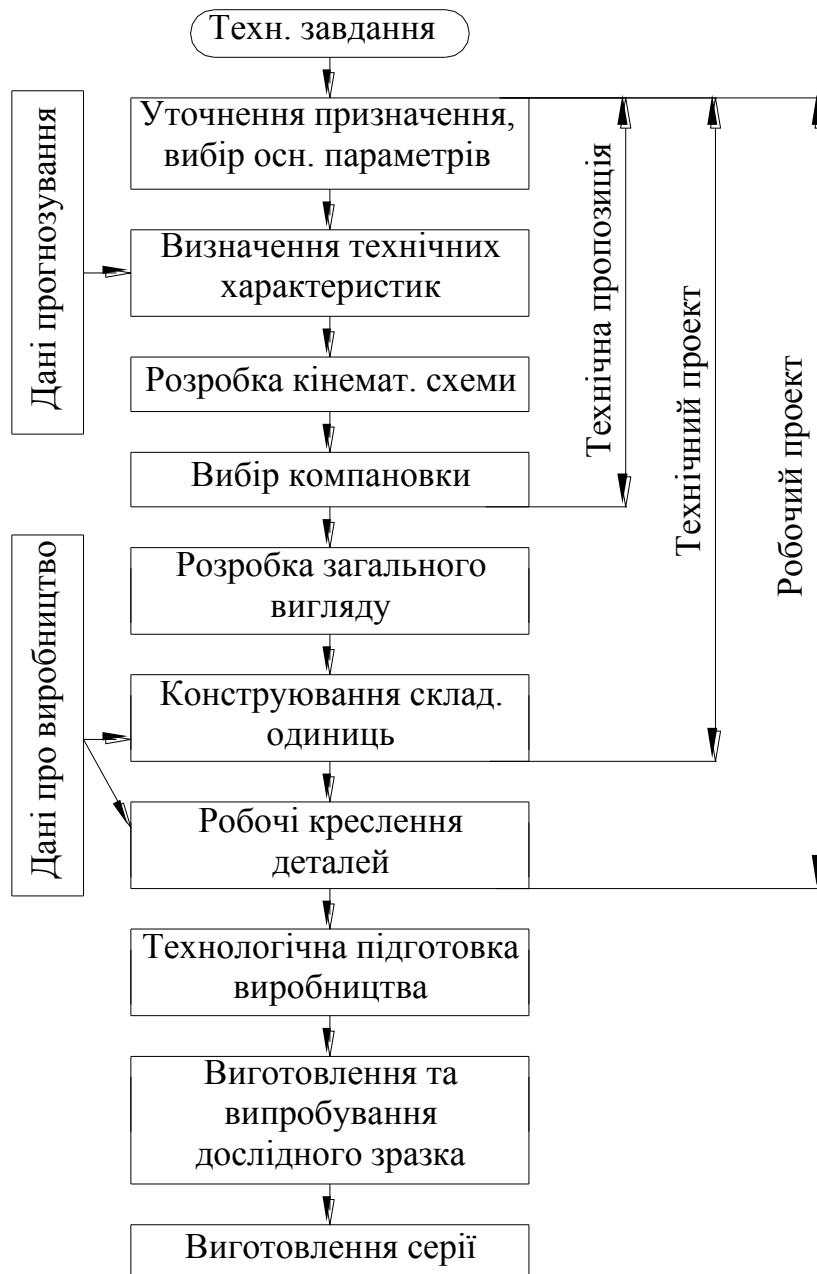


Рис. 1.1. Схема процесу конструкторської розробки виробу.

Питання для самоконтролю

1. Поняття “проектування” та “конструювання” в інженерній практиці.
2. Етапи проектування, передбачені стандартом та питання, що вирішуються на кожному етапі.

Глава 2. Технічна творчість в інженерному проектуванні

2.1. Підходи до пошуку нових технічних рішень

Існує два підходи до пошуку нових технічних рішень:

- 1) винахідницький, метою якого є отримання патентоздатних рішень, що відповідають прогресивним тенденціям розвитку техніки;
- 2) інженерний, метою якого є розробка технічного проекту для конкретних умов виготовлення та використання.

Більш поширений інженерний підхід, але це привело до того, що рішення високого рівня, що вимагають значних зусиль, залишаються нереалізованими, а звідси і хронічне відставання у створенні нової техніки та технологій.

2.2. Рівні технічної творчості

Творчі, винахідницькі задачі, за ступенем труднощів умовно розділяють на п'ять рівнів.

Перший рівень – незначні удосконалення відомих технічних систем, що лежать в межах однієї професії. Наприклад, колоди, що сплавляють водою, за авторським свідоцтвом запропоновано з торців покривати пінопластом проти всмоктування води. Таких винаходів налічується біля 32 % патентного фонду.

Другий рівень – винаходи, в яких технічна суперечність усувається відомими в даній галузі способами. Наприклад, дно в приймальній камері овочесховища пропонують робити підпружиненим. Картопля при завантаженні камери не падає з великої висоти і не б'ється. Таких винаходів біля 45 %.

Третій рівень – суперечність усувається шляхом повної зміни одного з елементів системи способом, відомим в межах однієї науки, хоча і в різних галузях техніки. Типовий винахід третього рівня – заміна кульковими ручками чорнильних. Таких винаходів – біля 19 %.

Четвертий рівень – це винаходи, що використовують для рішення нові фізичні ефекти, явища.

Наприклад, використання гідролокатору замість механічного лага при вимірюванні глибин, або застосування гідрорізання матеріалів. Таких винаходів – біля 4 %.

П'ятий рівень – винаходи, що пов'язані з відкриттями. Це винаходи ЕОМ, електроіскрової обробки металів та інші. Таких винаходів в історії техніки небагато, не більше 200.

В історії техніки відомі винаходи трудомісткістю 100 тисяч спроб. Так, наприклад, Едісон, що мав великий колектив, провів біля 50 тисяч дослідів, щоб винайти лужний акумулятор.

Звісно, це все проводилося шляхом “спроб і помилок”, суть якого полягає в переборі можливих варіантів рішень. Ясно, що такий підхід має ряд недоліків, основні з яких:

- повільне генерування нових ідей;
- відсутність захисту від психологічної інерції.

Це призводить до появи суперечності між організацією такої роботи та сучасними вимогами науково-технічної революції. Усунути цю суперечність можна за допомогою сучасних методик, що озброює винахідника формалізованим підходом, за допомогою якого можна в досить стислі терміни отримати сильне технічне рішення.

Творчі задачі характеризуються невизначеністю поля пошуку та великою вартістю, що робить їх набагато важчими від рутинних. Тому, у 40-х роках ХХ століття почали з'являтися методики інтенсифікації творчого процесу. На сьогодні створено більше 50 таких методик, але не всі вони однаково ефективні. Поширена думка, що найбільш дійові методи – це ТРВЗ (теорія розв'язування винахідницьких задач) та ФВА (функціонально-вартісний аналіз). Вміння користуватися цими методиками дозволяє плідно і результативно творити.

2.3. Психологічна інерція та методи її переборення

Мислення є логічне та інтуїтивне. За сучасними дослідженнями за творчість відповідає права півкуля мозку, яка відає підсвідомістю і орієнтацією в просторі. Ліва півкуля відбирає та оцінює ідеї свідомо.

Мислення – це розмова з самим собою, в ході якої в протиборстві з самим собою народжується істина.

В ряді випадків відповідь на якусь проблему з'являється під час мови, зверненої до співрозмовника.

Психологічними елементами мислення є деякі більш чи менш ясні знаки і образи. Ось чому корисно здійснювану роботу виконувати у вигляді схем та рисунків.

Потрібно розвивати в собі здатність до нового погляду, здатність до згортання інформації, гнучкість мислення, бокове мислення. Потрібно також переборювати внутрішні бар'єри, що заважають творчому процесу – все те, що називають психологічною інерцією.

Психологічна інерція – найгрізніший ворог творця, бо це схильність до якогось конкретного методу і образу мислення при вирішенні задачі при ігноруванні всіх інших можливостей.

Психологічна інерція – це відсутність гнучкості мислення, перевага сили звички, авторитетів, боязнь критики та інше.

Приклади:

Задача 1.

Чому дорівнює один в квадраті?

Відповідь: 1

Чому дорівнює два в квадраті?

Відповідь: 4

Чому дорівнює три у квадраті?

Відповідь: 9

Чому дорівнює кут у квадраті?

Відповідь: ??????? 90⁰

Це бар'єр звички вираховувати.

Задача 2.

Равлик вдень піднімається по 10 метровому стовпу на 5 метрів, а вночі спускається на 4 метри. Питання: на яку добу равлик досягне вершини стовпа.

Відповідь: на шосту (хоча більшість дасть швидку, але невірну, відповідь – на 10).

Задача 3.

З пункту А до пункту Б виїхали два потяги. Потяг з пункту А має швидкість у 2 рази більшу, ніж потяг з пункту Б. Питання: який потяг ближче до пункту Б при їх зустрічі.

Відповідь: обидва на однаковій відстані (психологічна інерція збиває на невірну відповідь – потяг з п. А).

Види і форми психологічної інерції:

- повне неприйняття нової ідеї;
 - прийняття на віру положень, запропонованих авторитетними людьми;
 - уперте відстоювання загальноприйнятої хоча і невірної точки зору;
 - невміння побачити можливість використання рішень, знайдених у суміжних областях;
- та інші.

Психологічну інерцію посилюють обставини (напруга, хвилювання). При роботі про неї треба пам'ятати з метою її переборювання. Існують психологічні прийоми активізації творчості. До них відносяться інверсія (погляд на речі під іншим кутом зору), аналогія, емпатія (постановка себе на місце іншої людини, а також об'єкту, “входження в образ”).

В теорії розв'язання винахідницьких задач (ТРВЗ) на стадії уточнення задачі використовується оператор РЧВ (розміри, час, вартість) або, як ще його називають, “оператор числової осі”.

Його мета – збити психологічну інерцію.

Порядок застосування:

1. Уявно зменшуємо розміри об'єкта до 0 ($P \rightarrow 0$). Як тепер розв'язується задача?
2. Уявно збільшуємо розміри до ∞ ($P \rightarrow \infty$). Як тепер розв'язується задача?
3. Уявно змінюємо час протікання до 0 ($Ч \rightarrow 0$). Як тепер?
4. Уявно змінюємо вартість до 0 ($B \rightarrow 0$). Як тепер?
5. Уявно змінюємо вартість до ∞ ($B \rightarrow \infty$). Як тепер?

2.4. Методи пошуку нових технічних рішень

Наукою про методи творчості є евристика. Її засновниками вважаються Архімед Сіракузький, Геракліт, Сократ та інші грецькі філософи (400-ті роки до н.е.).

Спроби розробити універсальний метод пізнання і творчості робили Роджер Бекон, Рене Декарт, Готфрід Лейбніц. В Росії (питаннями евристики займався) (питаннями евристики займався) Петро Енгельмейер – інженер, в радянські часи професор МВТУ ім. Баумана. Він був твердо переконаний у необхідності створення універсальної науки про творчість, яку він назвав еврологією. Він писав “виявляється, що геніальність не такий вже божественно рідкісний дар, вона складає долю кожного, хто не народився зовсім ідіотом”. Через півстоліття цю думку підтвердив Ф. Цвіккі – автор морфологічного аналізу.

Однак ці роботи мали, в основному, теоретичне значення, оскільки задовольнити потребу в нових розробках можна було і шляхом “спроб та помилок”.

З 20-х років ХХ ст. почали з'являтися нові методи активізації творчості. Ця робота продовжується і сьогодні на базі використання ЕОМ. Методи можна розділити на: раціональні і ірраціональні.

Раціональні використовують логіку аналізу технічних систем (морфологічний аналіз, АРВЗ, ФВА).

Ірраціональні спираються на інтуїцію, фантазію, здатність до аналогій (метод контрольних запитань, мозковий штурм, синектика, асоціативні методи).

Існують інші класифікації методів творчості, зокрема у Половінкіна О.І.,

- методи евристичні;
- методи комп'ютерні.

2.4.1. Метод контрольних запитань (МКЗ)

Сократ вважав, що єдине, що він вміє добре робити – ставити запитання. За їхньою допомогою співрозмовники самі знаходили відповіді. На цій основі побудований МКЗ. Метод може застосовуватись у вигляді монологу винахідника, у вигляді діалогу, наприклад, в серії запитань, що задаються керівником мозкового штурму членам групи “генераторів ідей”.

Широко відомі списки контрольних запитань, які запропонували А. Осборн, Д. Пірсон, Т. Буш. Наприклад:

- Що можна змінити в технічному об'єкті?
- Чи можна щось ущільнити, стиснути, звзвити, прискорити?

В сучасних умовах МКЗ може бути використаний на початкових стадіях постановки або розв'язування технічно нескладних задач.

2.4.2. Мозковий штурм

Мозковий штурм запропонований А. Осборном у 1951 році.

В основі лежить припущення, що розв'язок можна отримати, даючи вихід з підсвідомості направленою потоку ідей.

Правила МШ:

1. Ніяка критика винесених ідей не допускається.
2. При МШ потрібно якомога більше ідей, які потрібно видавати вільно, не задумуючись.

3. Члени групи не повинні бути глибоко пов'язанні один з одним і з завданням, що розглядається. Вони не зобов'язанні бути фахівцями в питанні, що розглядається.

Завдання послідовно розв'язують дві групи людей по 4...15 чоловік.

Перша група – генератори ідей.

Друга група – експерти.

Перша група, в складі якої може бути і 2...3 чоловіки “зі сторони” протягом 20...50 хв. з регламентом 2 хв. на ідею “штурмує” завдання. Робота протоколюється або записується на магнітофон.

Друга група оцінює ідеї, аналізує їх. Це люди з аналітичним, критичним складом розуму. Вони вишуковують раціональні зерна в усіх ідеях.

Процесом управляє керівник, що ставить запитання, підказує, направляє дискусію в потрібному напрямку.

Для активізації роботи бажано використовувати прийоми інверсії, аналогії, емпатії.

Нині вважається, що МШ – легкий та надзвичайно ефективний спосіб вирішення нескладних технічних завдань.

2.4.3. Синектика

Синектика створена в 1952–1959 рр. американським винахідником і дослідником Дж. Гордоном.

Синектика з грецького – сполучення різнорідних елементів. В основу покладено МШ, але цей штурм веде професійна команда. Тут допускаються елементи критики і відбору ідей.

Синектори навчаються застосуванню чотирьох видів аналогій при пошуку нових ідей.

Перший вид – пряма аналогія (порівняння об'єкту, що розглядається з аналогічним в сусідній галузі або в природі).

Другий вид – особиста аналогія або емпатія, коли синектор порівнює себе з технічним об’єктом.

Третій вид – фантастична аналогія (синектори звертаються по допомогу до “золотої рибки”, “чарівної палички” тощо).

Четвертий вид – символічна, при якому синектори намагаються в двох словах якомога точніше визначити очікувану функцію об’єкту.

Наприклад, при вирішенні задачі створення надійної в розумінні зношення заслонки в трубопроводі, що подає пульпу з частинками руди, при використанні прямої аналогії звертаються до використання природного захисту стравоходу у тварин, що поїдають колючу траву, при використанні другої, особистої аналогії представляють себе під дією предметів, що летять на тебе, при фантастичній аналогії роблять спробу уявити стан речей при фантастичних умовах, при четвертій – шукають об’єкту назву (символічну), наприклад, “жива броня”, “відростаючий панцир”.

Остання аналогія підказала рішення зробити заслонку охолоджуваною, тоді вона буде покриватися льодом, який оберігає її від стирання.

Про практичну цінність методу говорить те, що послугами “Синектик інкорпорейтед” постійно користуються багато американських фірм (“Дженерал електрик”, ІВМ).

Принциповий недолік розглянутих методів – це непридатність при розв’язанні складних технічних проблем. Крім того, ці методи не дають об’єктивної оцінки нових технічних ідей. Вони в дещо поліпшеному вигляді зберігають стару тактику перебору варіантів.

2.4.4. Морфологічний аналіз

Одним із важливих елементів творчої діяльності є класифікування. Воно дає можливість швидше і точніше орієнтуватись у великій різноманітності понять і фактів. Приклад корисності класифікування – таблиця Менделєєва.

На класифікації базується і один із найпоширеніших методів технічного пошуку – морфологічний аналіз (МА).

Морфологія – вчення про форму (грец.).

Вперше МА був використаний в 1942 році Фріцом Цвіккі при розробці ракетного двигуна в США.

Суть МА полягає у тому, що в об'єкті виділяють декілька характерних ознак. По кожній морфологічній ознаці складають список варіантів технічних рішень. Варіанти представляють у вигляді таблиці (табл. 1.1).

Таблиця 1.1

Морфологічна таблиця (ящик) пристроїв для розкрою

Індекс ознаки	Морфол. Ознака	Варіанти							
		1	2	3	4	5	6	7	8
А	Різальний інструмент	прямий	стрічк.	диск.	вирубн.	ножиці	лазер.	струмін	мікропл
		ніж	ніж	ніж	ніж		промінь	ь	азма
Б	Привід різального інструменту	ручний	електр.	гідр.	механ.	пневм.	прес вирубн.	електро магніт	
В	Керування розкроєм	ручне	автом. по жорстк. прогр.	за допом. ЕОМ					
Г	Кількість розкроїв	один	декіль- ка						

Загальна кількість варіантів у нашому випадку $8 \times 7 \times 3 \times 2 = 336$

Варіанти:

A1 – B7 – B1 – Г2 – машина для розкрою з прямим ножом з електромагнітним приводом з ручним керуванням для розкрою настилів.

Приклад. Для очищення газу від пилу був запропонований електромагнітний фільтр. Між полюсами М електромагніту розташований

феромагнітний порошок Φ , що утворює пористий фільтрувальний шар. Крізь цей шар проходить потік газу П.

Перевага такого фільтру – можливість швидкого очищення фільтрувального шару від пилу. Достатньо вимкнути електромагніт, фільтр розсипеться і феромагнітні частинки разом з пилом впадуть на сітку. Вмиканням електромагніту знову створюємо фільтр, а пил залишиться на сітці, звідки його можливо легко видалити.

Виконаємо морфологічний аналіз цієї схеми.

По-перше, розглянемо структуру запропонованої технічної системи: зовні магнітна система М, всередині системи феромагнітний порошок Φ , а всередині порошку – потік запиленого газу П. Для зручності аналізу запишемо структуру симетричною, а саме МФППФМ і будемо шукати перестановки, зберігаючи симетрію. Таких перестановок буде 6: 1 – МФППФМ, 2 – ФМППМФ, 3 – ПМФФМП, 4 – МПФФПМ, 5 – ФПММПФ, 6 – ПФММФП. Ця технічна система може бути використана для рідин, твердих тіл, порошоків та еластичних речовин. Крім того, потік речовини відносно магнітного поля може бути різноманітним, як і вид переміщення магнітного поля.

По-друге, побудуємо морфологічну таблицю:

Індекс параметра	Морфологічна ознака	Варіанти					
		1	2	3	4	5	6
1	2	3	4	5	6	7	8
А	Схема конструкції	МФП-ПФМ	ФМППМФ	ПМФФМП	МПФФПМ	ФПММПФ	ПФММФП
Б	Стан речовини потоку	Газ	Рідина	Тверде тіло	Порошок	Еластична речовина	-

Закінчення морфологічної таблиці

1	2	3	4	5	6	7	8
В	Вид переміщення потоку	Поступальне	Обертальне	Спіральне	Зворотно-поступальне	Зворотно-обертальне	Нерухоме
Г	Вид переміщення магнітного потоку	Поступальне	Обертальне	Спіральне	Зворотно-поступальне	Зворотно-обертальне	Нерухоме

На основі морфологічного ящика будуюмо морфологічну матрицю:

А1	А2	А3	А4	А5	А6
Б1	Б2	Б3	Б4	Б5	
В1	В2	В3	В4	В5	В6
Г1	Г2	Г3	Г4	Г5	Г6

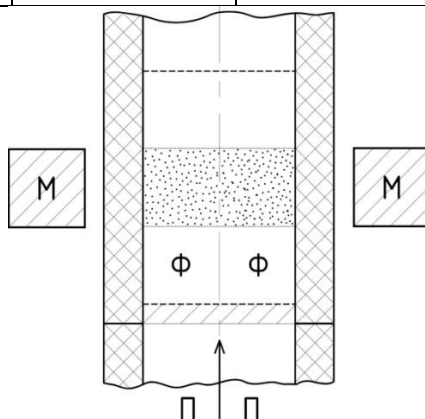


Рис. 1.2. Схема електромагнітного фільтра

З матриці видно, що технічна систем розгортається в $6 \times 5 \times 6 \times 6 = 1080$ схем.

Виконаємо аналіз деяких варіантів, що дають відомі рішення.

Варіант А1-В1-В1-Г6 дає вихідний електромагнітний фільтр та електромагнітний кран для газу, який може і перекрити газ, якщо магнітне поле створити достатньо сильним.

Варіант А1- В2-В1-Г6 – магнітний кран для рідини.

Варіант А1-В3-В1-Г6 – безфільтрний спосіб виготовлення дроту. При такому способі відсутнє спрацювання фільтр, яке буває досить значним.

Варіант А1-В4-В1-Г6 – магнітний фільтр та кран для порошку, що забруднений феромагнітним пилом.

Варіант А4-В2-В6-Г1 – спосіб отримання магнітних чорнил для телеграфу та спосіб розпилення полімерного розплаву за допомогою введення до нього феромагнітних частинок.

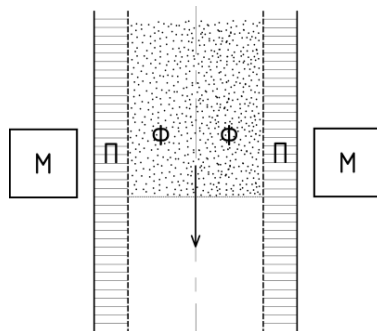


Рис. 1.3. Схема способу отримання чорнил

Варіант А4-В5-В6-Г1 – спосіб шліфування або очищення полімерних матеріалів за допомогою абразивних феромагнітних частинок, що рухаються під впливом рухомого магнітного поля.

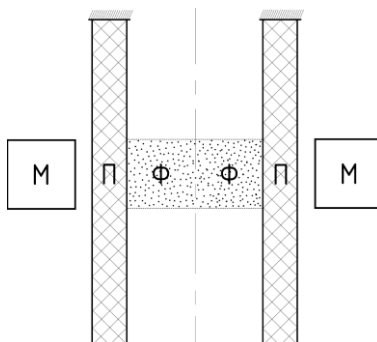


Рис. 1.4. Схема способу шліфування або очищення полімерних матеріалів

Варіант А4-Б3-В1-Г4 – спосіб сепарації деталей за ступенем порожнистості, якщо порожнини заповнити феромагнітним матеріалом та застосувати магнітну сепарацію.

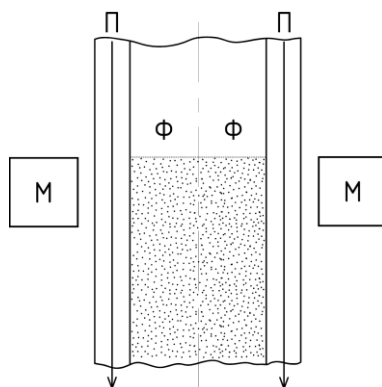


Рис. 1.5. Схема способу сепарації деталей за ступенем порожнистості

Є багато конструкцій де можливе застосування керованого магнітного поля, яким можна замінити механічне зусилля, а реакцію речовини можна створити за рахунок введення феромагнітних матеріалів.

Перегляд варіантів дозволяє вийти на принципово нові рішення.

Метод МА дає можливість розглянути варіанти, які без МА можуть бути не враховані, але в деяких випадках задача має занадто багато варіантів, перебрати які практично неможливо. Тому МА частіше використовують для пошуку компоновальних або схемних рішень, для дослідження галузі можливого використання технічних систем, для прогнозування розвитку технічних систем і т.д.

Розглянуті методи, як правило, лише збільшують кількість ідей, але не підвищують їх якості. Це говорить про необхідність наполегливого розвитку методології творчості. В основі сучасних методик лежать закони розвитку технічних систем, у відповідності з якими створювана техніка буде найбільш ефективною як з точки зору розробки, так і експлуатації.

Розглянемо основні поняття технічних систем, а також системний підхід, що використовується при їх створенні.

2.5. Технічні системи і системний підхід при дослідженні та проектуванні

Сучасні інженерні задачі включають, крім технічних проблем, економічні, соціальні, що вимагає застосування методів, які ґрунтуються не на інтуїції, а на суворому врахуванні закономірностей розвитку технічних систем.

При створенні складних технічних систем все ширше застосовується системний підхід.

Суть цього підходу полягає у тому, що об'єкт розглядається як сукупність елементів, що взаємопов'язані між собою і системою.

В системному підході використовують багатоекранну систему мислення, за допомогою якої об'єкт розглядається як складова надсистеми та складається з підсистем, причому бажано це розглядати в минулому, теперішньому та майбутньому часі.

2.5.1. Характеристика, склад та ознаки технічних систем

Із багатьох визначень технічних систем найбільш лаконічним є: “Технічна система (ТС) – це сукупність упорядковано діючих елементів з властивостями, що не зводяться до властивостей окремих елементів, і призначена для виконання конкретних функцій”.

Фундаментальні ознаки ТС:

1. Функціональність.
2. Цілісність.
3. Організація.
4. Системна якість.

Відсутність хоча б однієї ознаки не дозволяє вважати об'єкт ТС.

ТС повна, коли вона виконує свої функції без участі людини. Переважна більшість ТС – неповна і належать до тих, що розвиваються.

2.5.2. Функції та їх ієрархія

Функція – це здатність ТС виявляти свою властивість (якість, користь) для задоволення потреби і цілеспрямованості, при відповідних умовах перетворювати предмет праці (виріб) у потрібну форму або величину.

Для визначення функції слід відповісти на запитання: “ Що робить ця ТС?” або “ Що має робити створювана ТС?”

ТС може виконувати декілька функцій, з яких одна головна, інші допоміжні. Визначення головної корисної функції (ГКФ) інколи викликає труднощі. Для розв’язання задачі об’єкт треба розглядати як складову надсистеми та сукупність елементів підсистеми.

ГКФ даної системи визначається вимогами надсистеми, а ГКФ елемента – вимогами системи.

З таких позицій ГКФ калорифера – створювати тепло для виконання “вимог” надсистеми (інженерне устаткування будівлі) – нагрівати повітря.

2.5.3. Структура ТС та принципи її побудови

Структура (цілісність) – це сукупність елементів та зв’язків між ними, які визначаються фізичним принципом корисної дії:



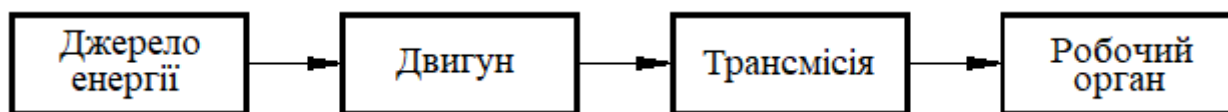
Головна вимога до структури – це мінімальні втрати енергії і однозначність дії.

При першій побудові функціональної схеми доцільна така послідовність:

- 1 – формулювання ГКФ;
- 2 – визначення фізичного принципу дії на виріб;
- 3 – вибір або синтез робочого органу керування;
- 4 – вибір приводу та органу керування;

5 – побудова в першому наближенні функціональної схеми:

6 – критичне осмислення схеми з необхідними переробками та доробками.



Елементи ТС повинні бути узгодженні за формою, властивостями, доповнювати один одного, взаємно посилюватися, створювати корисні властивості та взаємно нейтралізувати шкідливі.

Форма є зовнішнім проявом ТС, а структура є внутрішнім змістом форми.

Вимоги до форми диктується надсистемою.

Основні вимоги до форми:

1. функціональні;
2. ергономічні;
3. технологічні;
4. експлуатаційні;
5. естетичні (дизайн, краса, приємність тощо).

ТС – багаторівнева система, де вищий рівень керівний стосовно нижчих і спеціалізується на виконанні певної функції (ГКФ рівня).

Таким чином, ТС має кілька ієрархічних рівнів, назви яких наведені в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2

Назви ієрархічних рівнів в техніці

Рівні ТС	Назва системи	Приклад
1.	Техносфера	Техніка люди ресурси
2.	Техніка	Вся техніка
3.	Галузь техніки	Транспорт
4.	Об'єднання	Повітряний транспорт, автотранспорт,

Рівні ТС	Назва системи	Приклад
		залізничний транспорт

Закінчення таблиці 1.2

Рівні ТС	Назва системи	Приклад
5	Підприємство	Завод, метро
6	Агрегат	Локомотив, вагони, рейковий шлях
7	Машина	Трактор
8	Неоднорідний механізм (сукупність вузлів, що дозволяє зміну енергії)	Двигун внутрішнього згорання
9	Однорідний механізм (без зміни виду енергії)	Гвинтовий домкрат
10	Вузол	Вісь та два колеса
11	Пара деталей	Гвинт-гайка
12	Неоднорідна деталь	Гвинт
13	Однорідна деталь	Дріт
14	Неоднорідна речовина	Сталь
15	Однорідна речовина	Чисте залізо

Властивості ієрархічних систем:

1. подвійна якість елементів (індивідуальні та системні);
2. диктат верхніх рівнів над нижчими;
3. нечутливість верхніх рівнів до змін на нижніх рівнях;
4. основні внески у ГКФ відбуваються на нижчих рівнях.

2.5.4. Організація ТС

Організація виникає одночасно із структурою і відображає зв'язки між елементами системи. Ступінь організації тим вищий, чим менша ентропія

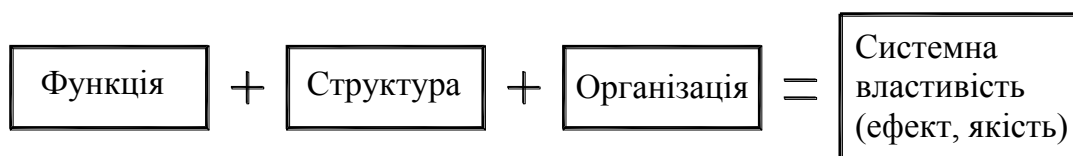
системи (саморуйнування). Організація утворюється для можливості керування станом елементів у процесі функціонування системи.

Фактори, що руйнують організацію:

1. зовнішні (надсистема, природа, людина);
2. внутрішні (взаємопосилення шкідливих властивостей), які є в системі з самого початку, але їх дія посилюється з часом через порушення в структурі;
3. ентропійні (саморуйнування елементів через кінцевість строку життя), які виникають у результаті зносу, через втому окремих деталей тощо;

2.5.5. Системні властивості ТС

“Формула” системи, що відображає процес синтезу системи:



Типи системних властивостей:

1. системний ефект – підсилення властивостей, що є у елементів (прання можливе і в нерухомому барабані);
2. системна якість – поява нової властивості, якої не було в жодного елемента до включення їх в систему.

При створенні систем (формуванні зв'язків елементів) мають місце випадки:

- позитивні властивості посилюються, а негативні залишаються незмінними;
- позитивні властивості складаються, а негативні взаємно знищуються;
- сума властивостей спричиняє появу нових, непропорційних вихідним (наприклад, швидкість звуку у воді 1500 м/с, у повітрі – 340 м/с, а у газо-водяній суміші – лише 30...100 м/с). Це говорить про те, що інколи можна отримати непропорційно вагомий ефект від застосування комплексу способів.

Існують закони розвитку технічних систем, які необхідно знати при синтезі ТС.

2.6. Закони розвитку ТС

Розвиток систем описується трьома групами законів:

1. загальними;
2. законами періоду розвитку ТС;
3. окремими, характерними для окремих видів систем.

Закони розвитку ТС були вперше сформульовані Г.С. Альтшуллером.

Дотепер сформульовано 11 законів розвитку ТС:

– Закони принципової життєздатності (загальні)

1. Повноти частин системи.
2. Енергетичної провідності системи.
3. Узгодження ритміки системи.

– Закони періоду розвитку ТС

4. Етапність розвитку ТС і перехід в надсистему.
5. Витискання людини із ТС.
6. Нерівномірності розвитку частин системи.
7. Збільшення ступеня ідеальності системи.
8. Розгортання-згортання ТС.

– Закони завершального етапу розвитку та переходу до нової ТС

(характерні для окремих видів систем).

9. Збільшення ступеня динамічності та керованості системи.
10. Переходу з макрорівня на мікрорівень.
11. Узгодження-розузгодження ТС.

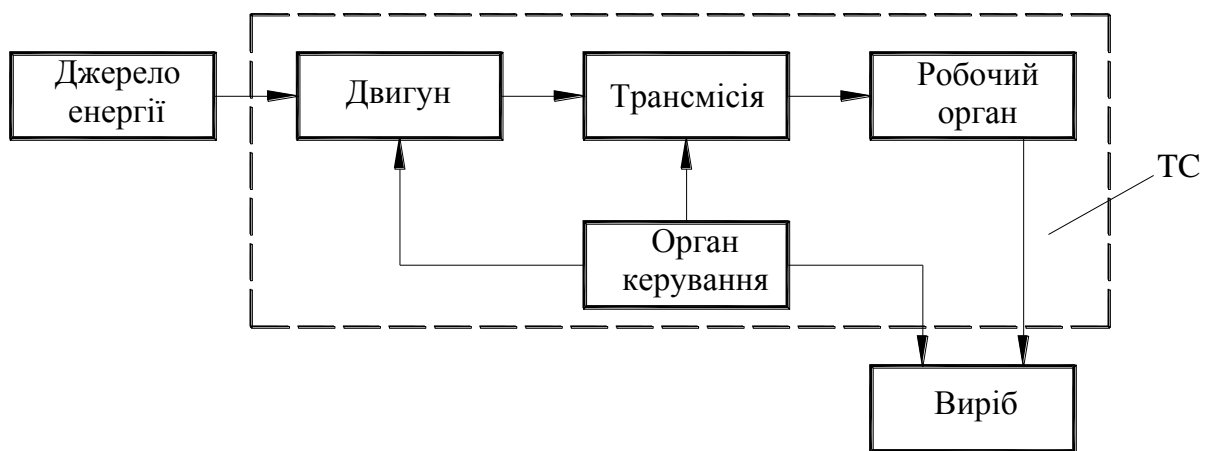
В ході аналізу закономірностей розвитку ТС не можна забувати про фактор випадковості подій, що приводить до деяких виключень із наведених правил.

Знання та використання законів допомагає спеціалістам у більш короткий термін розв'язувати виробничі задачі.

2.6.1. Закони принципової життєздатності систем

Закон повноти частин системи.

ТС повинна бути функціонально повною, тобто бути керованою.



Наслідок із закону: щоб технічна система була керованою, необхідно, щоб була керованою хоча б одна із її частин.

Закон енергетичної провідності системи.

Необхідною умовою життєздатності системи є прохід енергії через всі частини системи.

Наслідок закону: щоб частина ТС була керованою, необхідно забезпечити енергетичну провідність між цією частиною і органами керування.

Закон узгодження ритміки частин ТС.

Необхідною умовою практичної життєздатності технічної системи є узгодження або свідоме розлагодження ритміки (частоти коливань, періодичності і т.д.) всіх частин системи.

Приклад. В а.с. – Спосіб розрізування скла шляхом надрізу на його поверхні і надання склу акустичних коливань з частотою власних коливань.

Приклад. В Англії виготовлено безшумний вентилятор з вмонтованим гучномовцем та мікрофоном. Шум вентилятора уловлюється мікрофоном і електронним блоком перетворюється в звук з протилежною фазою, що відтворюється гучномовцем та нейтралізує робочий шум.

2.6.2. Закони періоду росту і розвитку ТС

Етапність розвитку ТС і перехід в надсистему.

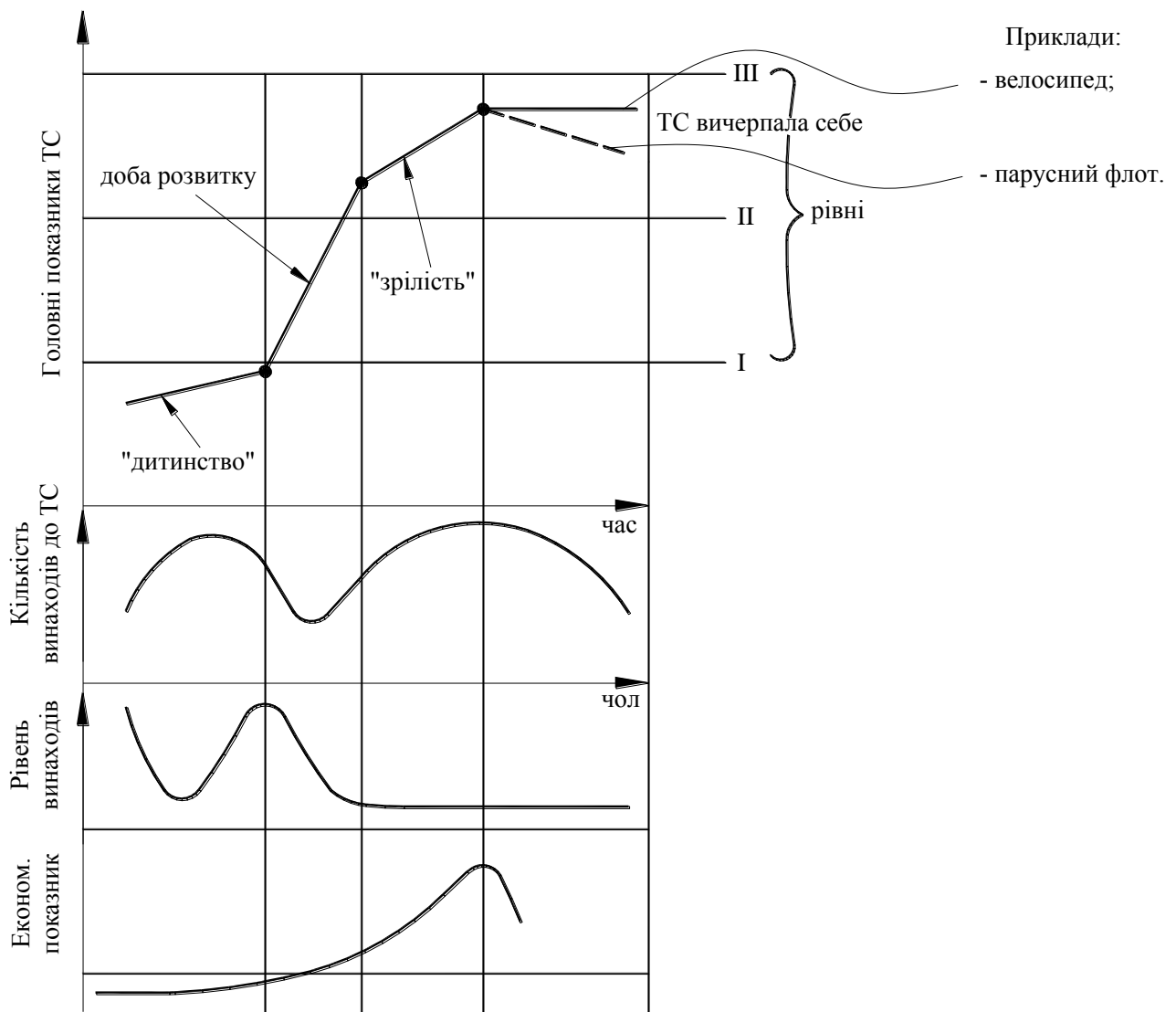


Рис. 1.6. Криві розвитку ТС.

Відповідно до кривої розвитку ТС характерними є показники винаходів.

Інженеру треба знати особливості життєвих кривих, що досить важливе для винахідницької практики. Зібравши відомості, можна побудувати графік технічної зрілості для конкретної ТС. Наприклад, на рис. 1.7 наведено життєвий цикл побутових електротоварів на 1988 р.

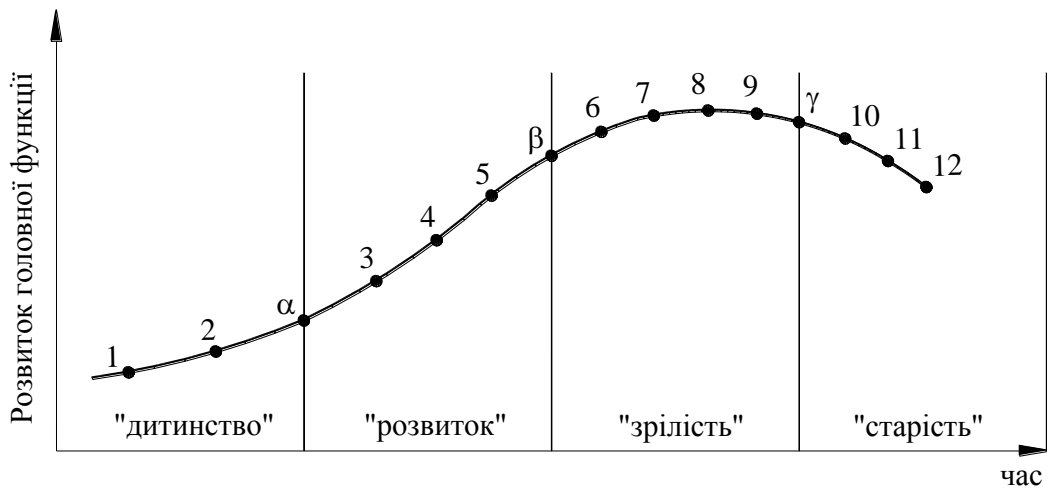


Рис. 1.7. Життєвий цикл побутових електротоварів:

- 1 – відеодиски; 2 – сушарки для одягу; 3 – електронні лінзи;
 4 – відеомагнітофони; 5 – кімнатні кондиціонери; 6 – аудіосистеми високої якості звуку; 7 – пилосос; 8 – кольорові телевізори; 9 – холодильники;
 10 – пральні машини; 11 – вентилятори; 12 – жаровні.

В розвитку ТС можливі три випадки:

1. ТС ще не дійшла т. α і її треба знайти. Типова помилка, що прогнозування положення т. α відбувається з позицій можливостей розвитку ТС. Але існує “конкурент” і нова ТС почне розвиватись лише тоді, коли попередня ТС почне “вмирати”. Наприклад, стримування розвитку електромобіля в час повновладного правління двигунів внутрішнього згорання.

2. ТС знаходиться між α і β . В цьому випадку досить визначити III рівень, тобто межу розвитку системи, що визначається факторами міцності матеріалів, бар’єрів – звукового, теплового та інших.

3. ТС пройшла т. β (або γ). В цьому випадку прогноз зводиться до знаходження нової системи – наслідувача.

Розвиток системи, що досягла своєї межі, може бути продовжений на рівні надсистеми: колективна антена замість десятків індивідуальних.

В цьому випадку ТС стає частиною надсистеми, властивості якої ТС підсилює своїми. Наприклад, кіно → телебачення.

Закон: “ТС піднімається на якісно новий рівень, стаючи підсистемою більш загальної системи” є дуже важливим для розуміння механіки розвитку систем.

При прогнозуванні розвитку ТС розробнику потрібно на підставі аналізу відповідної патентної і науково-технічної літератури визначити зміну ГКФ від часу і побудувати криву її розвитку. Потім за кривою розвитку ТС визначити, на якому етапі знаходиться система. Це дає можливість визначити, або потрібно вдосконалити ТС, або створювати принципово нову.

Закон витискання людини із ТС

Переважає більшість ТС неповні і їх відсутня частина замінюється людиною. В розвитку ТС поступово бере на себе функції людини, наближаючись до повних систем (рис. 1.8).

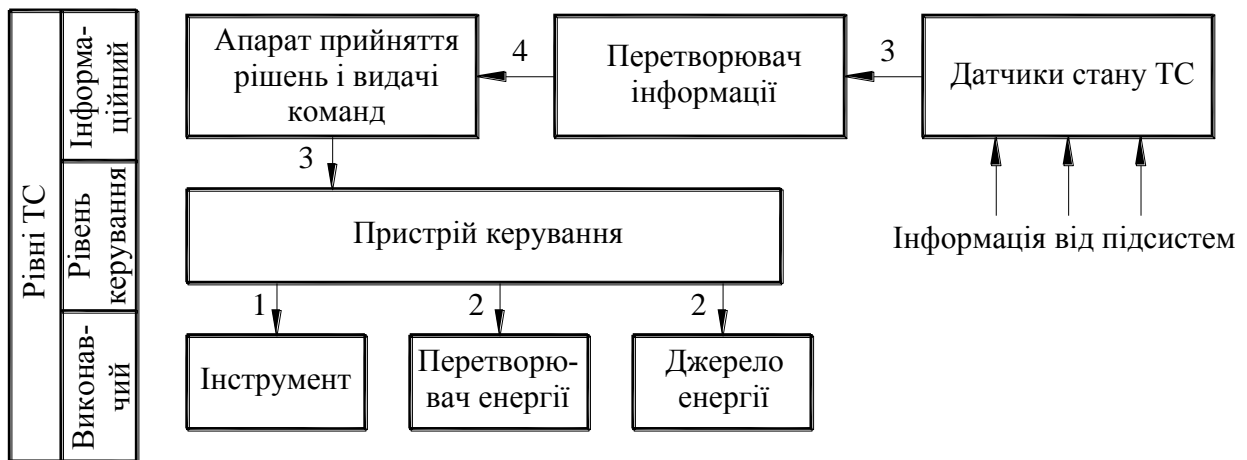


Рис. 1.8. Структурна схема розвитку ТС.

Цифри на рис. 1.8 вказують на черговість витискання людини з ТС.

Закон нерівномірності розвитку частин ТС.

Чим складніша система, тим нерівномірніший розвиток її частин. Ця нерівномірність є причиною виникнення протиріч. Наприклад, подальша мініатюризація розмірів електронних пристроїв стримується, головним чином,

розмірами елементів живлення. В результаті необхідно усунути суперечність, що і веде до подальшого розвитку ТС.

Закон збільшення ступеню ідеальності ТС.

Це головний закон розвитку техніки.

Ідеальна ТС – це система, маса та габарити якої прагнуть до нуля при незмінних можливостях. Ступінь ідеальності визначається так:

$$I = \frac{\Phi_{\kappa}}{\Phi_{\nu}}, \quad (1.1)$$

де Φ_{κ} – сума корисних функцій; Φ_{ν} – сума витрат.

В ідеалі системи не повинно бути, а функції її повинні виконуватись. Збільшення ступеню ідеальності направлене на отримання ідеального кінцевого результату (ІКР). Реально досягнути ІКР неможливо – це маяк.

Приклад. Як витягнути кубик льоду з металевій форми промислового холодильника?

Лід замерзає і сам витискає себе з форми (рис. 1.9).

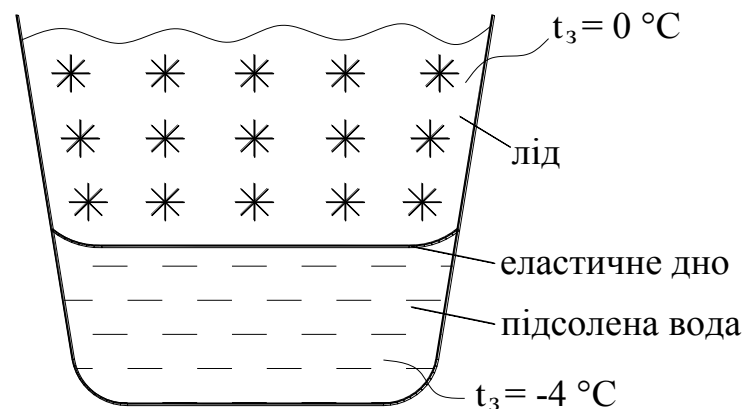


Рис. 1.9. Схема металевій форми промислового холодильника.

Закон розгортання-згортання ТС.

Розгортання – це збільшення ступені ідеальності шляхом ускладнення системи; згортання – це подальше збільшення ідеальності шляхом зниження складності системи. Це справедливо для всіх ієрархічних рівнів: надсистеми (НС), ТС, підсистеми (ПС), речовини (Р).

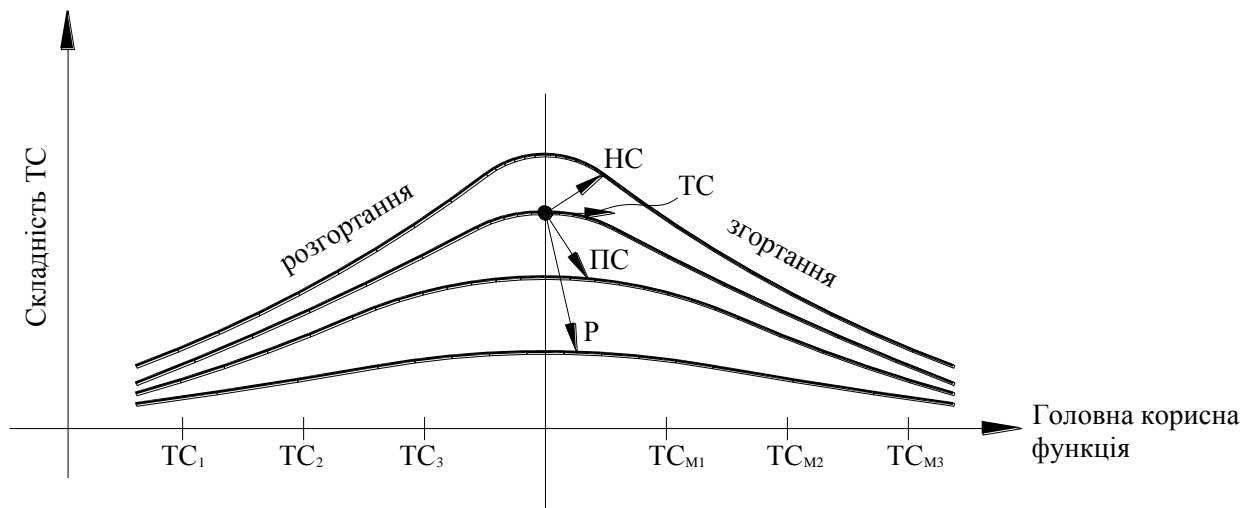


Рис. 1.10. Графік розгортання-згорання ТС.

Приклад. У 1803 р. продавець масла Мур з Вашингтона винайшов перший холодильник, в якому лід набивався між стінками великого ящика. У 1868 р. винайдено холодильний компресор для виготовлення штучного льоду. У 1911 р. “Дженерал електрик” почала випуск компресійних холодильників сучасного типу. Суттєві недоліки перших компресійних холодильників – значний шум та неприємний запах холодоагенту. У 1926 р. датський інженер Стіндруп сховав компресор під герметичний ковпак з ізоляцією. У 1935 р. в Швеції Платен та Леунтерс винайшли абсорбційний холодильник. У 1951 р. в СРСР був виготовлений перший у світі термоелектричний холодильник.

ТС, яка досягла максимального розгортання, далі вступає в період згорання і тут можливі варіанти:

- збільшення ГКФ шляхом передачі частини функцій у надсистему (НС). Наприклад, розвиток телефонної мережі, як ТС, шляхом передачі (згорання) деяких функцій у НС;

- збільшення ГКФ за рахунок розвитку ПС. Наприклад, згорання пральної машини, як ТС, що полягає в поєднанні в одному барабані прання та віджимання, а далі і сушки, тобто за рахунок розвитку ПС;

– згортання ТС в одну із підсистем (ПС). Наприклад, токарний верстат з електронним блоком регулювання швидкості. Шпиндель напряму з'єднаний з валом двигуна (без коробки швидкості);

– згортання ПС-ТС в ідеальну речовину (ІР). Наприклад, в колишньому СРСР була розроблена конструкція побутової електроплити без нагрівальних конфорок. Їх роль виконували днища спеціальної металевої посуду, що відігравали роль вторинних обмоток високочастотного трансформатора. К.к.д. становить 80%.

Як видно, згортання ТС починається з поєднання функцій ПС.

2.6.3 Закони завершального етапу розвитку ТС та переходу до нової системи

Закон підвищення динамічності та керованості.

Підвищення динамічності надає системі можливість зберегти високу ідеальність при значних змінах зовнішніх умов, тобто можливість пристосуватись до зовнішніх умов, зберігаючи при цьому працездатність. Наприклад, верстати з варіаторами дозволяють змінювати швидкість на ходу, гідро- та пневмопривод дозволяє підвищити керованість систем.

Закон динамізації можна розглянути на прикладі велосипеда. Наприклад, можна розробити раму на багато невеликих елементів, а з'єднувати їх натягуванням внутрішньої струни.

Динамізація може йти по шляху динамізації речовини (один шарнір – багато шарнірів – гнучка речовина, рідина, газ) або поля (постійне поле – імпульсне – змінне поле – нелінійне поле).

Закон переходу з макрорівня на мікрорівень.

У більшості сучасних ТС робочими органами є “залізячки”. Ці “залізячки” постійно вдосконалюються, тобто розвиваються у межах макрорівня. Але неминуче приходить час, коли подальший розвиток на цьому рівні неможливий. Система, зберігаючи свою функцію, принципово перебудовується: її робочий орган починає діяти на мікрорівні. Замість “залізячок” робота здійснюється молекулами, атомами, іонами, електронами тощо. Наприклад, для свердління надтвердих матеріалів використовують промінь лазера.

Можливі три варіанти переходу з макрорівня на мікрорівень:

1. Збільшення ступеню дроблення та об’єднання подрібнених частин у нову систему. Наприклад, розвиток конструкції опор шпинделя верстата (безпосередній контакт опори та вала → введення рідкого мастила → гідростатична опора → газостатична опора).

2. Збільшення ступеню дроблення “суміші” речовини з пустотою, тобто перехід до капілярно-пористих матеріалів (КПМ). Наприклад, розвиток способу підйому суден, що затонули: суцільні тіла → понтони (великі порожнини) → безліч малих пустот (пінополіуретан) → дроблена піна (гранули пінополіуретану) → зародки пінопластових гранул, які в подальшому нагріваються водяною парою, збільшуючись в об’ємі.

3. Заміна речовинної частини системи на польову. Використання глибинних рівнів будови матерії та різних полів (внутрішніх або зовнішніх) дає можливість при удосконаленні ТС відмовитись від механічної енергії. Наприклад, в динамомашині, що встановлюється на велосипеді, можна відмовитись від механічного контакту, якщо встановити на ободі постійні магніти, а на вилку – котушку.

Закон узгодження-розузгодження ТС.

В своєму розвитку ТС обов'язково проходить етапи: вивчення складу системи (шляхом узгодження складових); взаємозв'язку елементів (шляхом узгодження та розузгодження параметрів ТС); цілеспрямованих змін окремих параметрів (шляхом узгодження) і динамізації системи (узгодження-розузгодження, яке проходить керовано або навіть самокеровано з ціллю отримання оптимальних результатів).

Приклад. Етапи розвитку авіації.

Перший етап – узгодження та підбір складових ТС (вибрана формула літального апарату: нерухомі крила та двигун внутрішнього згорання).

Другий етап – узгодження та розузгодження параметрів – пошук оптимальної конструкції (кількість крил, їх розміщення, розміщення двигуна).

Третій етап – цілеспрямоване розузгодження схеми (шасі, що ховається, змінне крило з передкрилками і закрилками тощо).

Четвертий етап – динамічна розузгодженість (відкидання ступенів при зльоті ракет, розгортання системи на орбіті тощо).

ТС у своєму розвитку повинна обов'язково послідовно проходити перелічені етапи, інакше невдача неминуча.

2.6.4. Сумісна дія законів розвитку ТС

Закони розвитку ТС виявленні на основі аналізу вже існуючих систем. Проте вони мають прогностичну силу, що дозволяє на їх основі створювати техніку майбутнього.

Слід пам'ятати, що виділення окремих вищерозглянутих законів є грубою помилкою. Закони діють у сукупності, наслідок одного закону нерідко тісно переплітається з наслідком іншого, тобто мова йде про одну й ту ж закономірність, що розглядається з різних боків. Наприклад, закон узгодження-розузгодження ТС (в еволюції техніки повітроплавання) стосується також

питань, що можуть розглядатися в законі підвищення динамічності і керованості ТС.

Порушення у розвитку окремих систем, що являють собою передчасні зміни в конструкції, можуть спричинити уповільнення розвитку ТС. Наприклад, в 20-х роках почали створювати “динамічні” танки – по дорозі на колесах, по бездоріжжю – на гусеницях. Але на той час ще не було чіткої уяви про структуру танків (кількість башт, озброєння, оптимальні розміри). Тому передчасно створені “динамічні” танки виявились невдалими.

Законам підлегли всі ТС. Тому можна передбачити наслідки, що спричинені їх розвитком і заздалегідь навчитися долати ці наслідки, якщо вони негативні. Прикладом може бути надмірне забруднення атмосфери роботою двигунів внутрішнього згорання. Розв’язувати це питання можна було значно раніше. На сьогодні слід було б зважити на збільшення потужності квантових генераторів, що використовуються в лазерній “техніці”, бо вони спричинюють, так зване, “лазерне” забруднення атмосфери шляхом утворенням нових хімічних сполук.

Питання для самоконтролю

1. Психологічна активізація творчості, психологічна інерція, прийоми активізації творчості.
2. Евристика та її суть.
3. Метод контрольних запитань.
4. Мозковий штурм.
5. Синектика, як один з методів технічної творчості.
6. Морфологічний аналіз у технічній творчості.
7. Технічні системи, їх функції та ієрархія.
8. Закони принципової життєздатності технічних систем (ТС): повноти частин системи, енергетичної провідності системи, узгодження ритміки частин системи.
9. Закони періоду розвитку технічних систем: етапності розвитку та перехід в над систему, поступового видалення людини з ТС, нерівномірності розвитку ТС, розгортання-згорання частин ТС.
10. Закони завершального розвитку ТС – збільшення ступеню динамічності та керованості ТС, перехід з макрорівня на мікрорівень; узгодження – раз узгодження ТС.

Глава 3. Інтенсивні методи пошуку нових технічних рішень

Можливості підвищення творчого процесу полягають у збільшенні хаотичності пошуку та систематизації перебору варіантів.

Графічно це можна представити такими схемами пошуку (рис. 1.11).

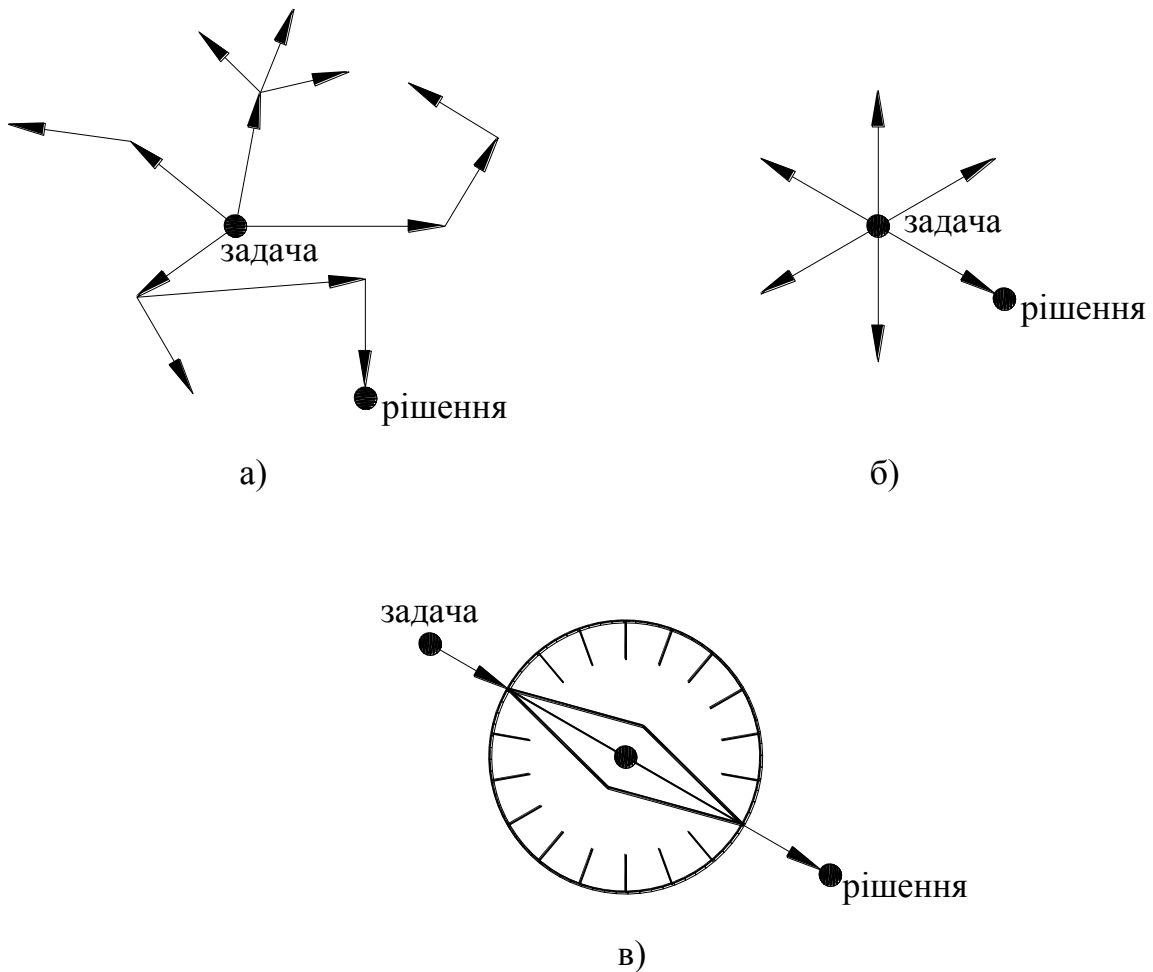


Рис. 1.11. Графічне представлення схем пошуку: а) – збільшення хаотичності пошуку; б) – систематизація перебору варіантів; в) – використання раціональних методів пошуку.

До групи систематизації пошуку відносять раціональні методи, до яких належать, крім вже розглянутих, методи ТРВЗ та ФЗА. Побудовані на законах розвитку ТС, вони дозволяють значно звужити поле пошуку та отримати сильне рішення. В ТРВЗ процес пошуку нових сильних рішень розглядається, як

виявлення, аналіз та усунення технічних суперечностей без компромісів, тобто покращення одного показника відбувається без погіршення іншого (наприклад, в барабанній пральній машині підвищення швидкості барабана підвищує якість віджимання і, в той же час, підсилює вібрацію).

Велику цінність для роботи має інформаційний фонд ТРВЗ, який включає: задачі-аналоги, типові прийоми усунення суперечностей, банки фізичних, хімічних та геометричних ефектів, репольний аналіз. Цей інформаційний фонд складає інструментарій ТРВЗ.

Кожна його складова може використовуватись як окремо, так і в сполученні з іншими складовими. Інформаційний фонд розвивався на основі обробки великих масивів патентної інформації.

В цьому ТРВЗ є узагальненням сильних сторін творчого досвіду багатьох поколінь винахідників.

Основний робочий інструмент в ТРВЗ – це алгоритм рішення винахідницьких задач (АРВЗ).

3.1 Схеми рішення задач по АРВЗ

Спочатку за чіткими правилами коректують початкове формулювання задачі, далі будують моделі задачі, визначають речово-польові ресурси (РПР), складають ІКР, виявляють та аналізують технічні та фізичні суперечності, використовують оператори незвичайних та сміливих рішень, спецприйоми, усувають психологічну інерцію та формують уявлення. При цьому використовують інформаційний фонд, який постійно поповнюється.

Безпосередньо для рішення задач використовують прийоми усунення технічних суперечностей, репольний аналіз та найбільш сильні методики АРВЗ.

Найбільш суттєві помилки процесу рішення творчих задач:

1. Вимоги виконавця точно сформулювати задачу замовником. Це повинен зробити винахідник шляхом послідовного уточнення та перетворення вихідного формулювання.

2. Побоювання виходу за рамки вузької спеціалізації. Труднощі тут в основному психологічні, оскільки для принципово нового рішення часто вистачає знань фізики в обсязі середньої школи.

3. Ускладненням роботи зайвою інформацією. При використанні ТРВЗ це шкідливо, оскільки весь аналіз повинен зводитись до визначення ядра задачі – фізичної суперечності.

4. Винахідники-початківці часто не відважуються аналізувати задачу інструментами ТРВЗ, якщо не бачать рішення. Навпаки, ТРВЗ потрібна там, де рішення не видно. Навіть, якщо відповідь знайдена за допомогою одного інструменту, роботу бажано продовжити. Новий варіант рішення може бути більш сильний. Необхідно чітко та послідовно виконувати кроки, правила, рекомендації ТРВЗ. Тільки чіткі формулювання дають вірогідність знаходження рішення.

5. Необхідно максимально використовувати кожний крок, але не варто довго затримуватись на ньому, якщо він не дає результату, а йти далі.

6. Обов'язково фіксувати кожен крок, міркування, рішення, а також нові задачі, які з'являються в процесі. Але переходити до нових задач, поки не закінчений аналіз першої, не варто.

Аналіз не можна зупиняти, якщо з'являється безглузде, навіть “дике” рішення. Це може свідчити про близьке кінцеве рішення.

Перспективним, з точки зору отримання сильних рішень при усуненні технічних протиріч, є використання інтелектуальної системи “ Винахідницька машина ”

Інтелектуальна система “ Винахідницька машина ” автором якої є мінський вчений В. Цуріков, складається з ряду програм. Це:

- VM-прийоми (для усунення технічних суперечностей);
- VM-стандарты (стандарты рішень ВЗ);
- VM-ефекти (містить більш ніж 1200 фізичних, хімічних та геометричних ефектів);
- VM-ФВА;

- ВМ-АРВЗ;
- ВМ-вчитель;
- ВМ-психологія (для усунення психологічної інерції);
- ВМ-заявка.

В 1991 році на Всесвітній виставці Експо-91 система ВМ отримала золоту медаль.

Розглянемо окремо деякі методики ТРВЗ.

3.2 Принципи репольного аналізу

Реполь – структурна модель технічної системи, яка складається з речовин -ре - (виріб та інструмент) і поля (енергії їх взаємодії), -поль.

Графічне зображення реполя наведено на рис. 1.12.

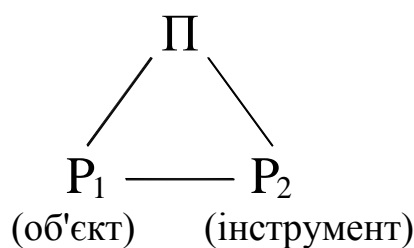


Рис. 1.12. Графічне зображення реполя

В ТРВЗ під речовиною умовно розуміють об'єкти незалежно від ступеню їх складності. Наприклад, при пранні вода – одна речовина, білизна – друга. Поняття “ поле ” включає, на відміну від фізики, не тільки електромагнітне, гравітаційне, а також такі взаємодії, як хімічне, механічне. При переборах для зручності використовують аббревіатуру ГМАТХЕМ (гравітаційне поле, механічне, акустичне, теплове, хімічне, електричне, магнітне). Поля можуть бути комбінованими.

При побудові реполя використовують такі умовні позначення:

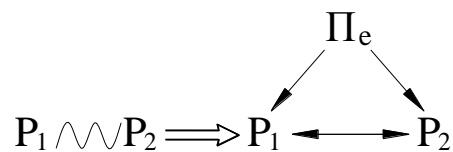
- ⇒ – перехід від умов задачі до результату,
- ↔ – взаємодія речовин між собою,
- – дія одного компонента на інший,

- – дія чи взаємодія, яку необхідно ввести по умові задачі,
- – дія чи взаємодія в загальному вигляді,
- ~~~~ – незадовільна дія (чи взаємодія),
- + – руйнування дії,
- △ – реполь в загальному вигляді,
- Π₁ та Π₂ – різні поля,
- Π' та Π'' – поля на вході та виході.

3.3 Основні правила репольного аналізу

Добудова реполя.

Приклад: як розділити шматки деревини (P₁) та кору (P₂) під час обробки стовбурів дерев? Маємо:

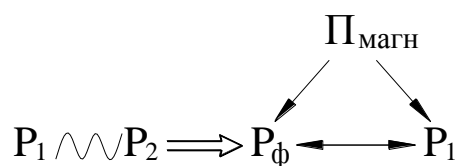


Під час проведення дослідів було помічено, що в електричному полі частинки кори накопичують заряд “-”, деревини – “+”. На основі цього було запропоновано для вирішення задачі використати електростатичне поле.

Приклад: є термопласт, з якого потрібно виготовити листи з ворсинками. Лиття та штамповка неприпустимі.

Добавимо у розплавлену пластмасу феромагнітний порошок. Якщо тепер до розігрітої пластмаси піднести магніт з голками, то вони потягнуть за собою пластмасу у вигляді ворсинок.

У репольній формі:



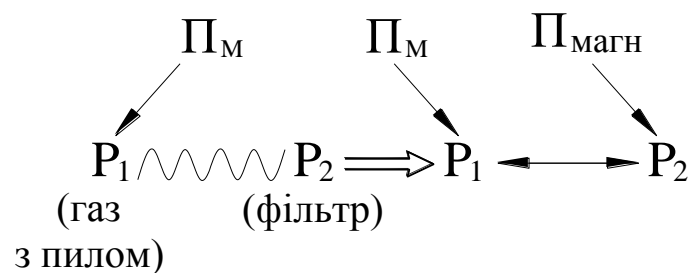
Розвиток або підвищення ефективності реполей.

Якщо дія поля в ТС недостатньо ефективна, застосовується правило розвитку реполя:

1. Ефективність реполю збільшується зі збільшенням степені дисперсності інструмента P_2 .
2. Дія поля на інструмент P_2 ефективніша дії на виріб P_1 .
3. Ефективність реполю збільшується, якщо інструмент P_2 розгортається у ланцюговий реполь, який приєднаний до існуючого.

Наприклад, для очистки гарячих газів від пилу використовують фільтри у вигляді пакета з декількох шарів металевої тканини. Ці фільтри задовільно утримують пил, але їх важко чистити.

Задача була вирішена, коли у якості фільтруючої перегородки був використаний феромагнітний порошок, розташований між полюсами електромагніта. Включенням та виключенням електромагніта можна керувати фільтром, змінюючи розмір пор.



Рішення отримане завдяки:

1. P_2 роздробили у феромагнітний порошок.
2. Дію поля направили не на виріб, а на інструмент.
3. Замінили механічне поле магнітним.

Руйнування реполів.

Шкідливі зв'язки у реполі руйнуються введенням між погано взаємодіючими речовинами:

1. модифікації однієї з речовин.
2. дешевої третьої речовини.

3. використанням поля.

Наприклад, на теплових електростанціях вугілля з бункера шнековим подавачем подається в кульовий млин. Після помолу вугільний пил повітропроводом подається в сепаратор. Великі шматки вугілля поступають на повторний помол, а вугільний пил направляється у топку. Але нерідко у подавач поступає вологе вугілля, яке налипає на стінки подавача, а також на стінки повітропроводу, який веде до млина (рис. 1.13). Як бути?

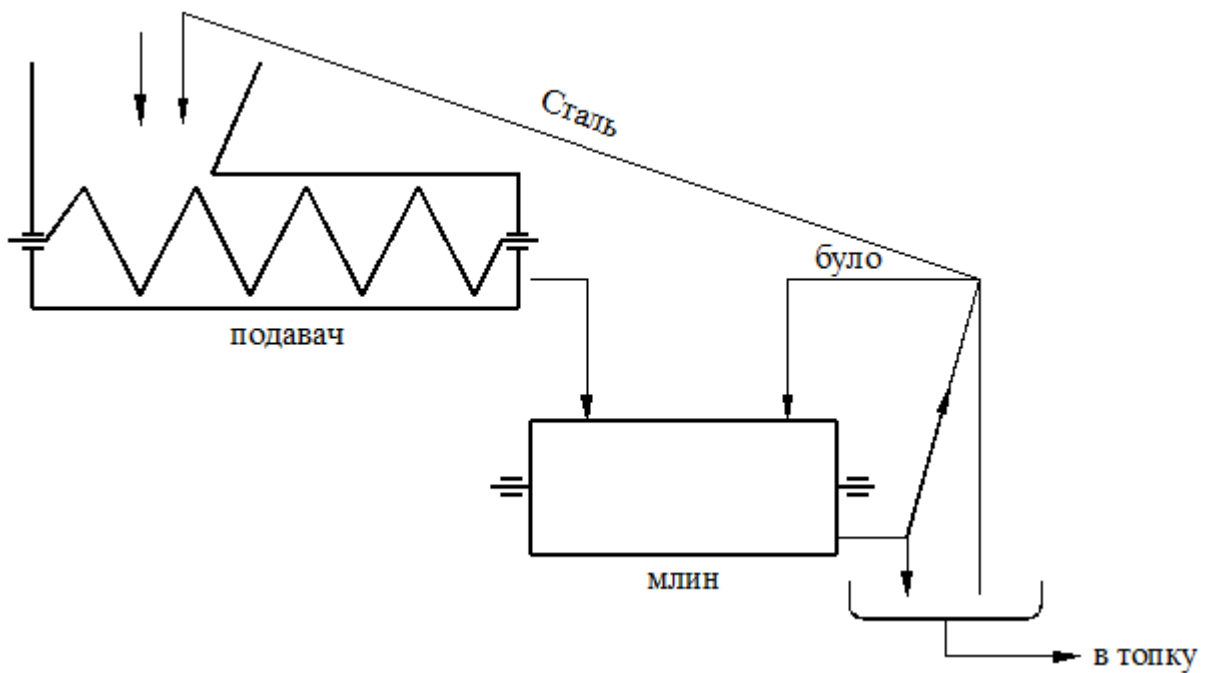
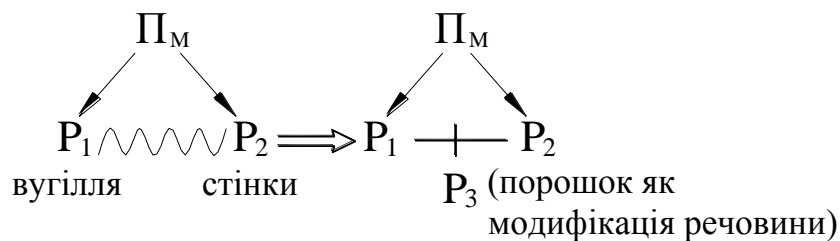


Рис. 1.13. Схема підготовки вугілля для теплових електростанцій.

Рішення полягало у тому, що частину порошку (модифікація речовини) направляли з млина у бункер подавача, де він обволікав мокрі шматки вугілля, запобігаючи тим самим його налипанню на стінках. Відповідний реполь має такий вигляд:

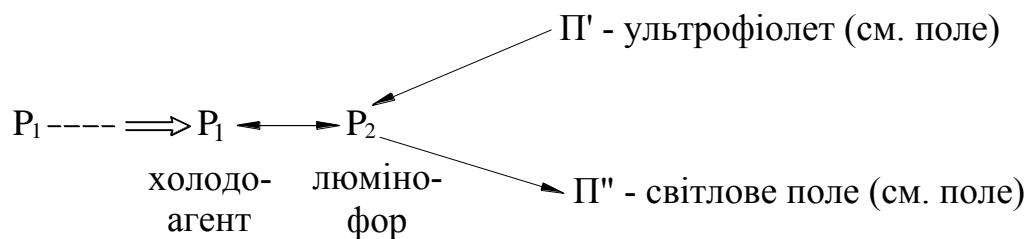


Побудова вимірювального реполю.

Якщо потрібно отримати інформацію про стан ТС, будують “вимірювальний” реполь шляхом введення в систему речовини, зв’язаної з полем, що легко проявляється та вимірюється, або речовину, що перетворює поле в таке, що легко проявляється. Наприклад, потрібен спосіб, що дозволяє швидко та точно знаходити в холодильних агрегатах нещільності, через які витікає холодоагент.

Відповідь (згідно до авторського свідоцтва): в агрегат разом з холодоагентом вводять люмінофор, який в затіненому місці під дією ультрафіолетових променів починає світитися у місці витікання.

Репольний запис рівняння:



3.3.1. Фізичні, геометричні та хімічні ефекти – інструменти технічної творчості

Ці ефекти лежать в основі всіх конкретних технічних рішень, забезпечуючи їх принцип дії або ідею рішення. Фізиці відомо біля 5000 ефектів, випускники технічного вузу отримують інформацію приблизно про 150 фізичних ефектів, що все ж може бути цілком достатнім для успішного рішення технічних задач.

Для цього слід додати геометричні ефекти (спіралі, гвинтові лінії, кульові поверхні, еліптичні, параболічні, гіперболічні та інші), хімічні (перетворення речовин, енергії, інформації – флуоресценція, хемілюмінесценція).

Докладніше з переліченими ефектами можна ознайомитися в спеціальній літературі з технічної творчості.

3.4. Принципи та механізми усунення суперечностей

Технічна суперечність полягає у тому, що спроба покращення одних сторін системи приводить до неприпустимого погіршення інших.

Рішення задачі може бути ефективним, якщо чітко сформульована технічна суперечність дає можливість встановити фізичну суперечність, яка у ряді випадків має підказуючий ефект.

Наприклад, під полірувальник оптичних лінз необхідно подавати охолоджуючу рідину. Використання отворів на робочій поверхні полірувальника дозволяє подавати охолоджуючу рідину, але знижує продуктивність полірування. Це і є технічне протиріччя.

Фізична суперечність – робоча поверхня полірувальника повинна бути твердою і суцільною, аби здирати частинки скла і одночасно “порожньою”, щоб пропускати охолоджуючу рідину.

Рішення полягає в усуненні фізичної суперечності фізичними перетвореннями, а саме: використання для полірувальника перехідного стану, тобто виготовити його з льоду з вмороженими частинками абразивів.

В АРВЗ використовують п’ять механізмів усунення суперечностей:

1. Перехід від даної в задачі моделі ТС до ідеальної шляхом формування ІКР.
2. Використання репольних перетворень.
3. Перехід від технічної суперечності до фізичної.
4. Моделювання за допомогою “маленьких чоловічків”.
5. Використання стандартних прийомів.

3.4.1. Метод моделювання “маленькими чоловічками” (ММЧ)

Суть його в тому, що об'єкт представляється у вигляді натовпу малих чоловічків. Приймають, що маленькі чоловічки можуть діяти, розуміючи ситуацію. Техніка використання зводиться до таких операцій:

- виділяється оперативна зона, яка представляється у вигляді натовпу “ малих чоловічків ”;
- “ чоловічків ” ділять на групи, які діють згідно до умов задачі;
- отриману модель необхідно розглянути та перебудувати так, щоб “ маленькі чоловічки ” діяли, не викликаючи конфлікту.

Наприклад, шліфувальний круг погано обробляє вироби складної форми з випуклостями та впадинами, наприклад, ложку. Замінити шліфування іншим видом обробки не вигідно і складно. Як бути?

Рішення. На основі аналізу, проведеного за допомогою методу “ММЧ” запропоновано робочу поверхню шліфувального круга подрібнити на зерна, зробивши ці зерна рухомими і керованими за допомогою магнітного поля. Цього можна досягти, якщо зробити зерна абразиву феромагнітними і розташувати їх у вигляді зовнішнього шару на магнітному центрі круга (рис. 1.14).

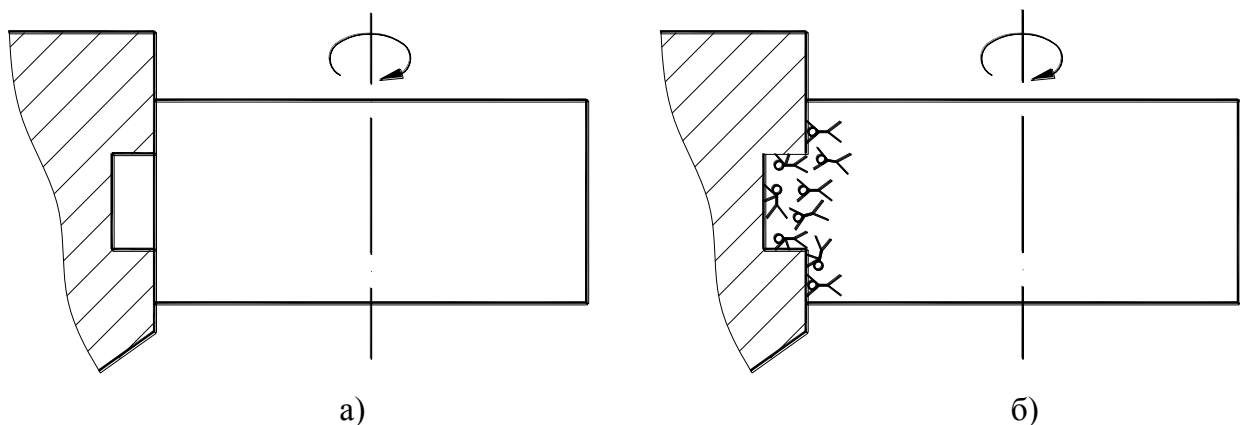


Рис. 1.14. Схема шліфувального круга:
а) – початкова ТС; б) – ТС після перебудови.

3.4.2. Прийоми усунення суперечностей

В результаті розгляду 40 тисяч сильних патентних рішень та їх аналізу були складені 40 прийомів усунення суперечностей. Перелік прийомів наведений у спеціальній літературі.

Система прийомів багатоповерхова.

- На першому поверсі – елементарні прийоми.
- На другому – парні.
- На третьому – комплексні.
- На четвертому – фонд стандартів РВЗ.

Елементарні прийоми: подрібнення, об'єднання, принцип місцевої якості та інші. Наприклад, вантажне судно можна поділити на окремі секції, що дозволяє при необхідності зробити судно довгим чи коротким. Ці прийоми не гарантують обов'язкового прогресу, але інколи вони корисні.

Парні прийоми: подрібнення-об'єднання, принцип попередньої дії. Наприклад, стабільна нестача спирту при опорожненні пломбованої цистерни. Причина полягає в попередньому (до пломбування) розташуванні в цистерні злочинцем ємкостей.

Комплексні прийоми: об'єднання простих або парних прийомів з фізичними ефектами. Наприклад, як витягти з глухого отвору запресовану кульку? Рішення полягає у тому, що перед запресуванням необхідно ввести в отвір краплю рідини, яка в процесі нагрівання розширюється і виштовхує кульку.

Фонд стандартів РВЗ представлений у вигляді таблиці використання прийомів, що складена на основі аналізу патентів, які дозволяють усунути складні суперечності. Використання такої таблиці дозволяє по аналогії вирішувати нові технічні задачі.

Питання для самоконтролю

1. Інженерні методи пошуку нових технічних рішень.
2. Рекомендації для засвоєння ТРВЗ.
3. Інтелектуальна система “Винахідницька машина”.
4. Принципи та основні правила репольного аналізу.
5. Розвиток та підвищення ефективності реполів.
6. Руйнування реполів.
7. Побудова вимірювального реполя.
8. Фізичні, геометричні та хімічні ефекти-інструменти ТТ.
9. Принципи та основні механізми усунення протиріч.
10. Метод ММЧ.
11. Прийоми усунення протиріч.

Глава 4. Функціонально-вартісний аналіз

В основі ФВА лежить те, що витрати при створенні та використанні ТС можна розділити на дві групи:

1. Корисні, абсолютно необхідні для роботи ТС.
2. Зайві, викликані введенням непотрібних функцій, недосконалістю конструкції та технологічних функцій або методів організації виробництва.

Головне завдання ФВА – це, по-можливості, усунути або зменшити зайві витрати.

Причини наявності резервів:

- неефективність використання технічної та наукової інформації,
- зневажливе відношення до економічної сторони ряду конструкторів,
- невиправдане завищення технічних параметрів,
- узгодженість в роботі конструкторів, технологів, виробників, тощо.

Але все ж головна причина в наявності непотрібних резервів – це психологічна інерція, технічний консерватизм, відсутність системного підходу

до рішення. Навіть у технічно грамотних технічних рішеннях з часом можуть з'явитися резерви (нові технології, матеріали і тощо).

Результатом ФВА повинно бути зниження витрат на одиницю корисного ефекту. Теоретична база методу була закладена в 1946...50 рр. В СРСР (Соболевим – головним конструктором Пермського телефонного заводу) і США (Майлзем з фірми “Дженерал електрик”). Публікації з цього приводу з'явилися у 1960 рр.

Практична віддача при використанні ФВА досить суттєва:

- в СРСР в електротехнічній галузі у 80 рр. 10...20 крб. на 1 крб.,
- в Польщі – 100 злотих на 1 зл.,
- в США – 7...20 \$ на \$ 1.

В Японії 100 % виробів на експорт підлягають ФВА.

4.1. Етапи ФВА (у сфері виробництва)

1. Підготовчий, на якому виділяють конкретні цілі та задачі роботи, готують необхідні матеріали по об'єкту.

2. Інформаційний – вивчення всебічної інформації по об'єкту та його опис, складання структурної технологічної схеми, визначення витрат, визначення зон найвищих витрат.

3. Аналітичний – виявлення та формулювання функцій ТО, їх аналіз (із встановленням головної функції, другорядних, допоміжних, непотрібних), побудова функціональної або функціонально-структурної схеми об'єкту, оцінка значимості функцій, розподілення та аналіз витрат, побудова собівартісної діаграми, виявлення дефектних функціональних зон, уточнення зон пошуку резервів економії.

4. Творчий – уточнення напрямку та задач пошуку нових рішень і вибір методів цих пошуків, пошук рішень, формування варіантів конструктивного оформлення об'єктів.

5. Дослідницький – систематизація та оцінка запропонованих варіантів, розробка ескізів з необхідними розрахунками, дослідження та експериментальна перевірка виконання функцій, визначення витрат по кожному варіанту, ранжування варіантів.

6. Рекомендаційний – оформлення рекомендацій, узгодження їх зі всіма зацікавленими службами.

7. Етап впровадження – впровадження та оцінка впровадження.

Приклад застосування ФВА.

Об'єкт – побутова шнекова м'ясорубка ВО “ Електросила ”. Цей об'єкт був вибраний при вивченні ФВА в 1981 році на одному із семінарів винахідників.

Перша група задач була пов'язана з експлуатацією (зменшення навантаження на рукоятку, велика вага, небезпека травмування, недостатня ефективність кріплення м'ясорубки, забивання решітки та ножа при переробці жиливого та жирного м'яса).

Друга група задач пов'язана з виробництвом (велика металоємкість, велика трудомісткість виготовлення решітки з твердої інструментальної сталі, тощо).

На першому, підготовчому, етапі було складене технічне завдання, сформована робоча, а далі експертна група.

На інформаційному етапі були вивчені вітчизняні та зарубіжні аналоги, починаючи із стародавніх аж до сучасних, пластмасових.

На аналітичному етапі були побудовані структурна (рис. 1.15) та технологічна (табл. 1.15) схеми.

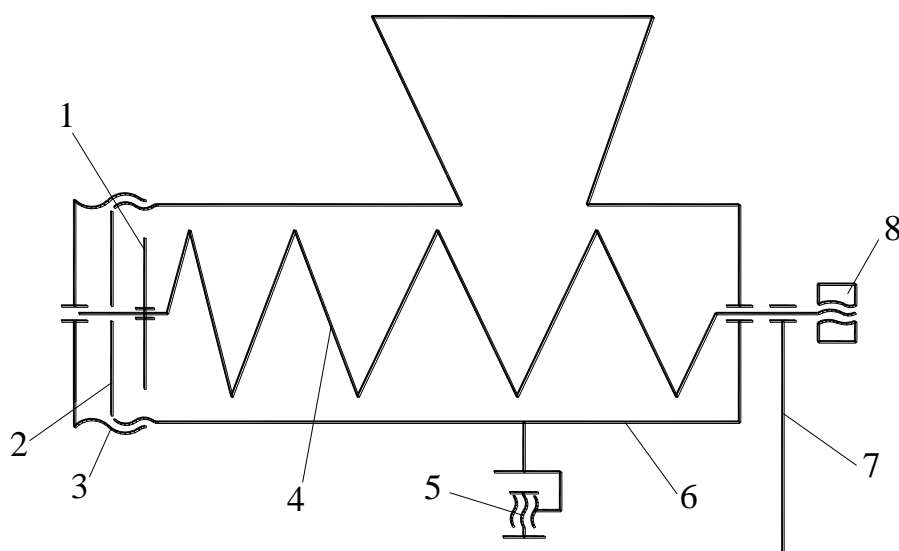


Рис. 1.15. Структурна схема побутової шнекової м'ясорубки: 1 – ніж; 2 – решітка; 3 – гайка; 4 – шнек (валик, витки); 5 – гвинт; 6 – корпус (корпус, втулка, прокладка); 7 – ручка; 8 – гайка.

Таблиця 1.3

Технологічна схема побутової шнекової м'ясорубки

№ п/п	Деталь, елемент	Технологічні операції	
1.	Гайка	Лиття, механічна обробка, поліровка	
2.	Решітка	Штамповка, обточка, свердління, термічна обробка, шліфування	
3.	Ніж	Лиття, термообробка, заточка	
4.	Валик Витки	Точіння, фрезерування лиття	Точіння, полірування
5.	Корпус	Лиття	

Далі був виконаний функціональний аналіз, представлений у вигляді матриці функцій м'ясорубки (табл. 1.4). Це дає можливість уточнити функції окремих вузлів та деталей.

Таблиця 1.4

Матриця функцій м'ясорубки

Функції	Вузли та деталі				
	М'ясорубка	Гайка	Решітка	Ніж	Шнек
Переробляє м'ясо	О	–	О	О	Д
Подає	Д	–	–	–	О
Ріже	О	–	О	О	–
Зминає	Ш	–	Ш	Ш	Ш
Об'єднує деталі	–	О	–	–	–

В таблиці: “О” – основна функція, “Д” – допоміжна функція, “Ш” – шкідлива функція.

При складанні матриць ведуться пошуки нових варіантів виконання корисних функцій та виключення шкідливих та непотрібних. Так, з таблиці видно, що ніж та решітка не тільки ріжуть, але і зминають м'ясо. Це дає можливість поставити нові задачі.

Особливо багато інформації про слабкі місця конструкції дає заповнення діагностичної таблиці м'ясорубки (табл. 1.5).

Таблиця 1.5

Діагностична таблиця м'ясорубки

Вузли, деталі	Характеристики та експерти								Умовна сумарна оцінка
	Функц. значущість, %	Трудоємність, %	Матеріалоемність, %	Ступінь занепокоєння					
				Роб. група	економісти	Констр.	Техн. цеху	Техн. з осн.	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Гайка	5	5	4	5	5	–	–	15	39

Решітка	10	5	3	60	40	5	50	10	183
---------	----	---	---	----	----	---	----	----	-----

Закінчення таблиці 1.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Ніж	15	15	2	5	5	5	20	10	77
Шнек	15	20	20	5	10	20	–	5	95
Корпус	50	30	60	20	25	60	30	35	310
Ручка	4	15	10	2	5	5	–	20	61
Гвинт	1	10	1	3	10	5	–	5	35

Порівняння результатів аналізу матриці функцій та діагностичної таблиці дозволяє виявити першочергові напрямки роботи. Наприклад, у конструкторів занепокоєння викликає решітка, оскільки свердління отворів в твердій сталі вимагає багато праці та свердел. У технологів проблеми з виготовленням оснастки по корпусу і т.і.

Всі недоліки зводять до таблиці, що дає можливість ретельно, всебічно проаналізувати досконалість деталей.

На наступному, творчому етапі, вирішуються поставлені задачі. Із багатьох сформульованих задач необхідно виділити ключову, розв'язання якої дасть найбільший ефект. Так, наприклад, при зниженні опору подачі м'яса одночасно зменшується зусилля на ручку, зменшується навантаження ряду інших деталей і, як наслідок, металоємкість конструкції.

На творчому етапі задачі ділять на дві групи. Перша – задачі не мають суперечностей, друга – задачі мають суперечності і потребують винахідницьких рішень. Наприклад, до першої групи відноситься задача удосконалення конструкції шнека. Так, вал шнека має $\varnothing 20$ мм, виготовлений зі сталі і може передати набагато більший момент, ніж є потреба, тобто діаметр можна зменшити. При цьому зменшиться витрата матеріалу, зменшиться його трудомісткість.

Задачі другої групи розв'язують за допомогою прийомів, що усувають технічні суперечності. Тут і більш точний розрахунок, і пропозиції щодо розбірного корпусу і виготовлення асиметричної опори і т.і.

Більш складні задачі потребують використання елементів ТРВЗ. Наприклад, розв'язання задачі щодо зменшення видавлювання соку з м'яса проводилось у відповідності з АРВЗ. Так, ТС для подрібнення м'яса складається з отворів решітки, м'яса та ножа.

Технічна суперечність -1: товсте лезо міцне, добре ріже, але зминає м'ясо та видавлює з нього сік.

Технічна суперечливість-2: тонке лезо не видавлює сік, але складне у виготовленні та неміцне.

Переходимо до фізичної суперечності, що повинна підказати розв'язок. Аналіз ситуації на мікрорівні дає: лезо повинно здійснювати різання по способу пилки.

На рис. 1.15 наведена послідовність знаходження рішення.

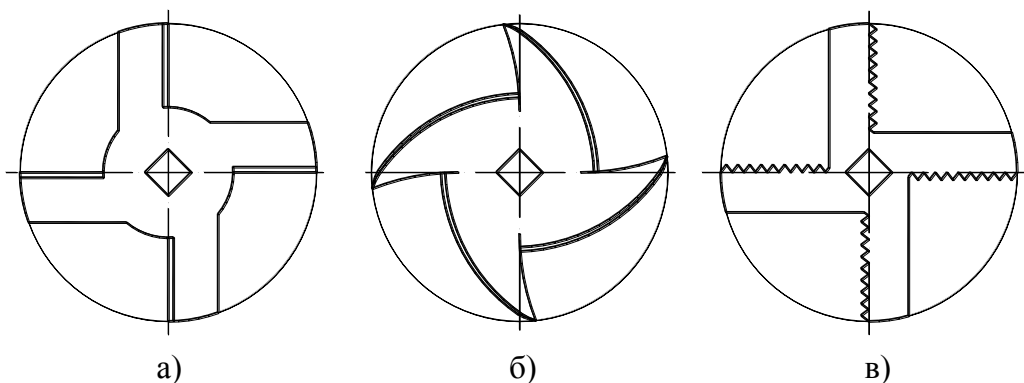


Рис. 1.15. Послідовність знаходження рішення

Ніж за схемою а) видавлює сік, за схемою б) відкидає м'ясо до периферії, за схемою в) забезпечує зниження опорів при різанні м'яса при зменшенні видавлювання соку.

В процесі роботи над оптимізацією м'ясорубки з використанням прийомів ФВА були знайдені відповіді не на всі питання, але робота показала дієвість ФВА, можливість конкретного зниження собівартості конструкції при збереженні, або навіть покращенні її функціональності.

Питання для самоконтролю

1. Що є основою ФВА?
2. Головне завдання ФВА.
3. Етапи ФВА у сфері виробництва.
4. Що дає інформацію про слабкі місця конструкції?
5. Чим уточнюються функції окремих вузлів та деталей?
6. Які групи задач на творчому етапі?

Глава 5. Основи художнього конструювання

Специфічною особливістю художнього конструювання є поєднання утилітарних та естетичних принципів.

Під утилітарним розуміють корисність, функціональність, зручність користування, конструктивність, технологічність, економічність, а під естетичним – красота, вишуканість, виразність, образність. Ці поняття взаємопов'язані, причому утилітарне у більшості випадків залишається домінуючим при естетичності та красоті.

Останнім часом термін ” художнє конструювання ” все частіше замінюють терміном “ дизайн ” (від англ. design – замисел, проект).

Цим терміном визначають творчу діяльність, ціллю якої є формування гармонічного предметного середовища, що найбільш повно задовольняє матеріальні та духовні потреби людини.

Створюючи нову річ, дизайнер надає їй форму, що найбільше відповідає її функції, роботі та призначенню.

При цьому річ повинна по формі, кольору, матеріалу органічно вписуватися в оточуюче середовище.

5.1. Основи композиції

Композиція (від лат. composito – розташування, з'єднання, структура) передбачає розташування основних елементів виробу в певній системі та послідовності.

Спочатку термін “ композиція ” застосовувався тільки в архітектурі, потім поширився на живопис, музику і в останній час на конструювання.

Питання теорії композиції в техніці вивчені ще не досить повно. Теорія композиції та формування промислових виробів, що запропонована Ю.С. Сомовим, базується на таких категоріях як тектоніка та об'ємно-просторова структура.

На композицію виробів суттєво впливає співвідношення функціональних, естетичних та техніко-економічних вимог. Зручність та краса форми найважливіші критерії оптимальної композиції обладнання та предметів побуту. Успішне вирішення задачі полягає в поєднанні двох методів: логічного та чуттєвого, науки та мистецтва.

Формотворення в художньому конструюванні тісно пов'язане з такими поняттями як архітектоніка машин, комбінаторика.

Прикладом комбінаторики можуть служити кристалічні форми (сніжинки – кристалічні форми заледенілої вологи). З числа кристалічних форм найбільш естетично виразні – правильні випуклі багатогранники – поліедри (чотирьохгранник – тетраедр, шестигранник – куб, гексаедр, восьмигранник – октаедр тощо) (рис. 1.16).

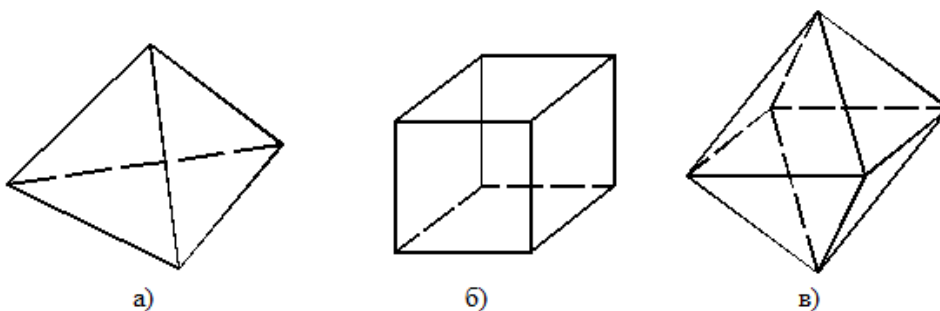


Рис. 1.16. Кристалічні форми

За стрункість та красоту древні греки називали ці форми ідеальними і вважали їх головним елементом будови світу. Для цих форм характерні симетричність, економічність, міцність, краса, висока комбінаторність.

Головні правила комбінаторного формотворення визначають, по-перше, тип створюваних об'єктів та їх елементів (геометричний, речовинний чи функціонально-конструктивний); по-друге, вимоги по характеру та ступеню поєднання складових частин у рамках єдиного цілого (взаємопримикання їх по всіх контурах, частиною поверхні, лінією, точкою або взагалі без примикання); по-третє, тип структурної побудови пошукових форм та просторового розташування частин в них. На рис. 1.17 наведений приклад комбінаторного формотворення.

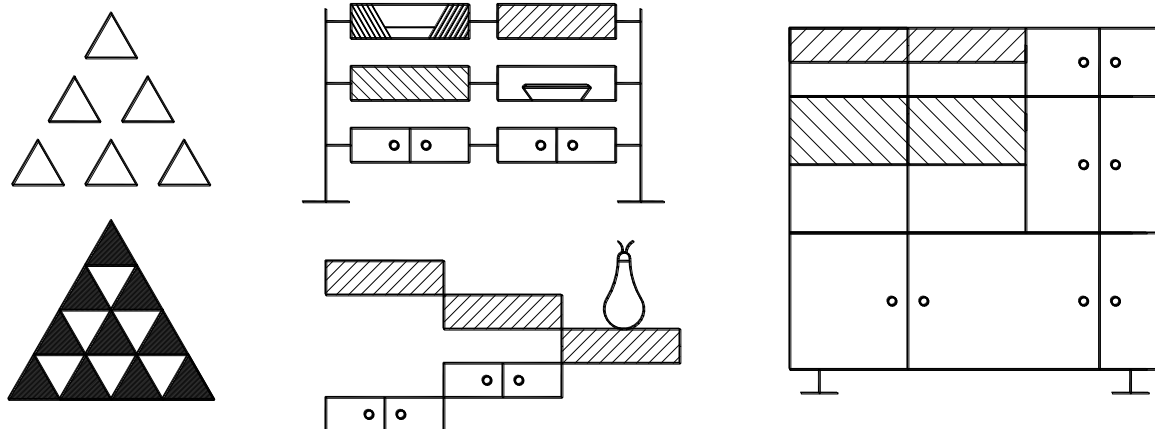


Рис. 1.17. Приклад комбінаторного формотворення.

Архітектонічна (або просто тектонічна) конструкція відображає внутрішній зміст конструкції, її несучу здатність, характер роботи головних частин.

Прикладом тектонічної системи, в якій конструктивна основа відображає “стискання”, є піраміди фараонів (рис. 1.18 а), а перевернута піраміда, запроектована як музей в Венесуелі, відображає “розтяг” (рис. 1.18 б), потяг до піднесеного.

Форми органічного світу (шкаралупа яйця, панцир рака, равлика) утворюють нові тектонічні системи.

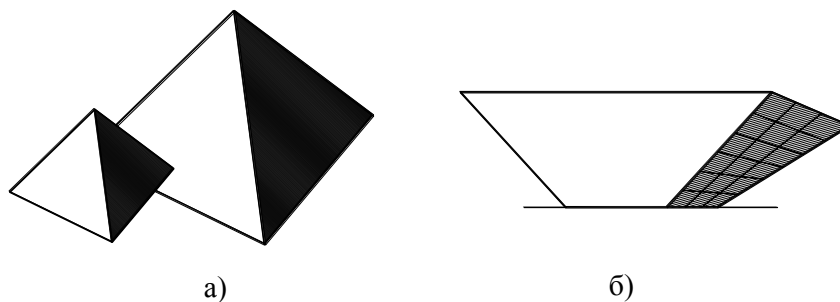


Рис. 1.18. Приклади тектонічної системи: а) – піраміда фараонів;
б) – перевернута піраміда.

Крім тектонічних засобів існують і інші категорії композиції та засоби гармонії. Це – пропорції, масштаб, симетрія та асиметрія, статичність та динамічність, метричні та ритмічні повторності, контраст та нюанс, гармонії кольорів тощо.

Існують три поняття гармонії – математичне, естетичне, художнє. Естетичне пов’язане з естетичною насолодою при сприйнятті природи, творінь мистецтва, архітектури, виробів.

Пропорція – це співрозмірність частин предметів між собою. Правильне встановлення пропорцій складає пропорційно-гармонічний строй. Його порушення знижує художню виразність.

Доказано, що пропорційність класичної грецької архітектури має в основі ірраціональні числа, серед яких особливу роль відіграє відношення “золотого перетину”. Золотий перетин утворюється двома числами a та b таким чином, що:

$$\frac{a}{b} = \frac{b}{a+b}.$$

Вказаному співвідношенню відповідає ряд: 0,09 – 0,146 – 0,236 – 0,382 – 0,618 і т.д. Кожен член ряду відповідає сумі двох попередніх. За цією ознакою

можна отримати ряд з цілих чисел: 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, 34, 55, В цьому ряду відношення сусідніх членів наближається до відношення “золотого перетину” (0,618). Наприклад, $3/5 = 0,6$; $5/8 = 0,625$; $8/13 = 0,615$; $13/21 = 0,619$ і т.д. Наведений ряд носить ім'я італійського математика Фібоначчі.

При конструюванні промислових виробів не рекомендують використовувати дрібні деталі. Краще обмежитись крупними, прагнучи загальних красивих пропорцій. При цьому бажано використовувати модульні числові сполучення (кратні а та b).

Пропорції знаходяться в нерозривному зв'язку з масштабністю. Масштабність виражає співрозмірність розмірів форм виробів, що сприймає людина, розмірам самої людини.

Весь оточуючий людину предметний світ повинен бути масштабним по відношенню до людини. Щоб краще виявити масштабність виробу, потрібно керуватись масштабними закономірностями у природі. Наприклад, пропорції окремих частин тіла у дитини значно крупніші, ніж у дорослого. Тому невеликі предмети повинні мати відносно крупні деталі, а великі – відносно дрібні деталі.

Засобами симетрії та асиметрії досягається художня рівновага статичних та динамічних композицій. Розрізняють три основних види симетрії: дзеркальна, осьова, гвинтова.

Дзеркальна симетрія базується на рівності двох частин фігури, розташованих одна відносно другої як предмет та його відображення у дзеркалі.

Осьова симетрія обумовлена рівністю геометричних фігур в осьових перерізах.

Гвинтова симетрія досягається обертальним рухом лінії або площини навколо нерухомої осі з постійною кутовою швидкістю та поступальним рухом вздовж осі.

Прийоми симетричної композиції широко застосовуються в художньому конструюванні виробів з врахуванням функціонально-утилітарних вимог.

Особливе значення має також асиметрична композиція. Вона дозволяє більш гармонічно поєднувати окремі елементи між собою у випадках, коли симетрична побудова не узгоджується з умовами компоновки виробу.

Важливе значення для виразності форми виробу має статичність та динамічність композиції (рис. 1.19). Фігура, що має центр чи вісь симетрії, завжди статична відносно них.

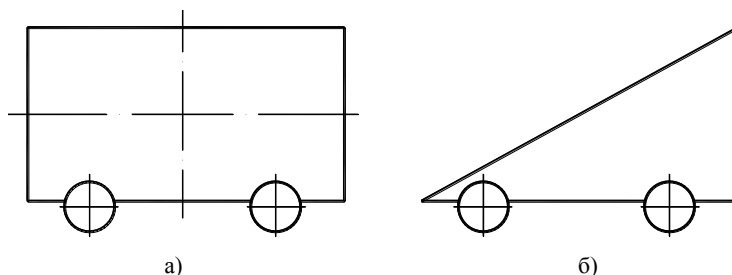


Рис. 1.19. Приклад статичної композиції транспортного засобу (а), динамічної (б).

В художньому конструюванні використовується специфічний засіб композиції – метричний та ритмічний ряди. Метричний ряд є простим видом повторності елементів. Ритмічний ряд характерний поступовими кількісними змінами в ряду елементів, що чергуються.

Контраст та нюанс в художньому конструюванні характеризують ступінь подібності або відмінності між однорідними якостями і властивостями предмету.

Контрасти відношення означають яскраво виражені відмінності між однорідними властивостями, нюансні відношення – слабо виражені.

Контраст та нюанс – засоби досягнення художньої виразності предмету, що допомагають підкреслити одні сторони об'єкту і затінити, обійти інші.

Серед факторів, що впливають на сприйняття кольору, форми, композиції є фізіологічна оптика. В цьому легко пересвідчитись на прикладах геометричних ілюзій, що створюються завдяки властивому людині оптичному обману (рис. 1.20).

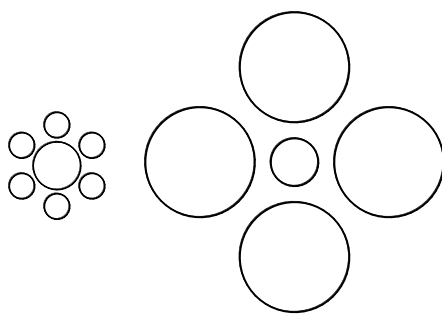


Рис 1.20. Приклад геометричної ілюзії.
(Центральні кола однакового діаметру ілюзорно різні).

5.2 Кольорознавство

Колір – це властивість поверхонь викликати певні зорові сприйняття у відповідності з спектральним складом та інтенсивністю відбитого або випромінюваного світла. Кожний спектральний колір можна характеризувати відповідною довжиною хвилі ($\lambda = 380 \dots 760$ нм).

Всі кольори ділять на дві групи: ахроматичні та хроматичні. До ахроматичних відносяться білий, чорний та всі сірі. До групи хроматичних кольорів відносяться всі спектральні (червоний, оранжевий, жовтий, зелений, блакитний, синій, фіолетовий) зі всіма переходами між ними. Хроматичних кольорів – нескінчена множина, але людське око здатне відрізнити всього біля 300.

Кожний хроматичний колір характеризується кольоровим тоном, ясністю, насиченістю.

Кольоровий тон – основна характеристика хроматичного кольору, завдяки якій одні кольори називають жовтими, інші – червоними і т.д.

Червоні, оранжеві, жовті називають теплими, блакитні та сині – холодними. Зелені та фіолетові займають проміжне положення.

Ясність – це яскравість кольору. Оскільки ця властивість відноситься і до ахроматичних, і до хроматичних кольорів – її вважають основною і загальною для всіх кольорів.

Насиченість визначається ступенем наближеності кольорового тону до спектрального (самого насиченого). Насиченість визначають у відсотках. Якщо говорять, що зелений колір має кольоровий тон, що дорівнює 530 нм, та насиченість $P = 0,7$, це означає, що даний колір складається з 70 % спектрального кольору з довжиною хвилі 530 нм та 30 % білого кольору.

Покладаючись на ці три характеристики, складають атласи кольорів (є атлас США, ФРН, СРСР). Розроблена міжнародна колориметрична система. Ці засоби допомагають вибрати різні сполуки кольорів.

В технічній естетиці широко використовується змішування кольорів. При цьому опираються на такі закони:

1. Для кожного хроматичного кольору можна знайти інший хроматичний, який при змішуванні в певній пропорції з першим дає ахроматичний колір. Наприклад, червоний з блакитнозеленим, жовтий з синім і таке інше.

2. Змішуючи два не сусідні хроматичні кольори, можна отримати новий кольоровий тон, який знаходиться між тими, що змішувались. Наприклад, червоний + жовтий = оранжевий і т.д. Звідси випливає важливий наслідок: з трьох кольорів, червоного, зеленого та синього можна отримати всі можливі кольори.

Наука про змішування кольорів називається колориметрія. За допомогою спеціальних пристроїв – колориметрів, спектрофотометрів, електронних компараторів можна отримати потрібний кольоровий тон з точними параметрами ясності та насиченості.

В кольорознавстві важливе значення мають контрасти кольору та ясності.

Кольоровий контраст спостерігається внаслідок сусідства кольору з іншими. Контраст ясності – це зміна ясності внаслідок дії сусідніх кольорів.

Загальні положення цих контрастів:

- 1) на світлому фоні кожний більш темний колір темніє та навпаки,
- 2) колір, що оточений хроматичним фоном, змінюється в сторону кольору фону,

3) колір, що знаходиться на фоні однакового з ним кольору, але більшої насиченості, втрачає у насиченості (сіріє),

4) ефект хроматичного контрасту сильніший тоді, коли відсутній контраст по ясності, тобто тоді, коли фон та колір, що на ньому знаходиться мають однакову ясність,

5) контрастна дія тим сильніша, чим менша площа об'єкту по відношенню до фону.

Кольоровий контраст широко застосовується в дизайні, зокрема для встановлення чіткої видимості деталей та органів керування ними.

5.3. Зір та кольорове сприймання

В процесі праці необхідно прагнути до розвантаження зорового апарату. Цього можна досягнути, якщо створити рівномірну ясність поверхонь, що оточують людину, тобто необхідно, аби колір обладнання, інтер'єру мав м'які, без різких контрастів, переходи.

Вирішальне значення для гостроти зору, контрастної чутливості, швидкості розпізнавання, бачення на далекій та близькій відстані має освітленість. Слід знати, що при штучному освітленні відбувається зміна кольору, наприклад:

1) червоні, оранжеві, жовті кольори світлішають, зелені, блакитні, сині, фіолетові – темнішають, ясність темно-зелених не змінюється,

2) червоні кольори стають більш насиченими,

3) оранжеві – червоніють,

4) світло-жовті важко відрізнити від білих,

5) блакитні кольори зеленіють,

6) сині кольори стають менш насиченими, темно-сині наближаються до чорних,

7) фіолетові кольори червоніють.

Перелічене свідчить про те, що при проектуванні кольорового оформлення необхідно враховувати характер освітлення.

Особливу увагу в умовах виробництва слід звертати на кольорову втому. Встановлено, що чим більше насичений колір, тим швидше настає втота та втрата насиченості. Наслідком чого буде відчуття, що колір сіріє, начебто покриваючись нальотом димки. Найбільше втомлює фіолетово-синій колір, далі червоний, а найменше – зелений. Для зняття кольорової втоми, необхідно дивитись на додатковий колір, наприклад, після червоного на зелений.

При сприйманні кольору людина відчуває ряд властивостей кольору: кидання в вічі, виступання та відступання, важкість та легкість. Важливим фактором у сприйманні є колір фону. Різкий контраст в кольоровому та ясністному відношенні сприяє тому, що предмет більш виразний з великих відстаней.

5.4. Психофізіологічна дія кольору

Колір може викликати різні емоційні реакції (заспокоювати та хвилювати, радувати та засмучувати тощо). Встановлено, що:

- червоний колір збуджує,
- оранжевий (помаранчевий) – радує,
- жовтий – стимулює,
- зелений – заспокоює,
- блакитний – також заспокоює (цілющий),
- фіолетовий – позитивно діє на серце та легені,
- коричневий – створює спокійний настрій, виражає міцність та стійкість предметів,
- сірий – холодний, діловий,
- білий – легкий, холодний та шляхетний, але у великій кількості викликає блискість,
- чорний – похмурий, важкий, різко знижує настрій.

Перелічені наслідки найбільш характерні, однак слід враховувати також індивідуальні особливості людини, а також оточення.

Дія колористичних сполучень – це більш складне питання. Гармонічні сполучення можна отримати простими комбінаціями додаткових кольорів по його кольоровому колу.

5.5. Цілі та об'єкти уваги ергономіки

Ергономіка – наука про пристосованість знарядь та умов праці до людини. Її розвиток датується 50-ми роками ХХ століття.

Важливою частиною ергономіки є інженерна психологія, яка розглядає питання взаємовідносин людини та обладнання.

Зчитування інформації, фізичне навантаження оператора визначається розташуванням та конструктивним вирішенням відповідних пристроїв. Погане вирішення веде до швидкої втомлюваності, аварій та браку в роботі.

Існують три відповідності між особливостями людини та якістю техніки:

- антропометрична,
- фізіологічна,
- естетична (емоціональне задоволення від зорового сприйняття).

При конструюванні техніки слід використовувати середні антропометричні дані людини, а також анатоמו-фізіологічні особливості людини (сила м'язів, динаміка рухів, параметри зору, слуху), тобто узгоджувати параметри системи “людина – машина – середовище”.

Питання для самоконтролю

1. Цілі художнього конструювання (дизайну).
2. Композиція виробів, задачі, що вона вирішує.
3. Поняття: архітектоніка, комбінаторика.
4. Правила комбінаторики.
5. Пропозиція, як аспект гармонії. Поняття “Золотого” перерізу.
6. Засоби масштабності, симетрії, асиметрії.
7. Поняття статичної та динамічної композиції.
8. Ритміка, як засіб композиції.

9. Контраст та нюанс в композиції.

10. Використання в художньому конструюванні ефектів фізіологічної оптики.

11. Кольори, їх різновиди, насиченість та тон.

12. Кольорові сполучення та закони, на які при цьому опираються.

13. Кольорові контрасти та їх основні положення.

14. Зір та кольорове сприйняття.

15. Психофізіологічна дія кольору.

16. Ергономіка – наука про пристосованість знарядь та умов праці для людини.

РОЗДІЛ 2: РОЗРАХУНКИ РОБОЧИХ ОРГАНІВ

ЕЛЕКТРОПОБУТОВОЇ ТЕХНІКИ

Глава 1. РОЗРАХУНКИ ОСНОВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРАЛЬНИХ МАШИН

1.1 Розрахунок параметрів барабанів

Розміри барабана визначаються його технологічним призначенням, міцність його елементів – навантаженням.

Матеріал, що використовують – листова нержавіюча сталь. Обичайка барабана – перфорована. На внутрішній поверхні розташовані гребені для підйому та перевалювання білизни. Барабан розташований в баці. Завантаження білизни фронтальне або верхнє. Наявність гребенів активізує процес, який поєднує механічну та гідродинамічну дію на білизну. Для попередження закручування білизни барабан зазвичай працює у переривисто-реверсивному режимі. Зволожені вироби займають у барабані об'єм:

$$V = m_3 \cdot \gamma \quad (2.1)$$

де m_3 – маса завантаження; $\gamma \approx 0.075 \text{ м}^3/\text{кг}$ – питомий об'єм зволожених виробів.

На основі рівняння (2.1) можна отримати діаметр барабана:

$$D = \sqrt[3]{\frac{m_3 \cdot \gamma}{k_3 \cdot k_l}} \quad (2.2)$$

де $k_3 = \frac{V}{V_\sigma} \approx 0.65$ – оптимальний коефіцієнт завантаження;

$k_l = \frac{L}{D}$ – коефіцієнт довжини барабана.

Виходячи з практики експлуатації:

$k_l = \frac{L}{D} = 0.4 \div 0.6$ – для барабанів з фронтальним завантаженням;

$k_l = \frac{L}{D} = 0.4 \div 0.8$ – для барабанів з верхнім завантаженням.

Вибране значення коефіцієнта довжини дає змогу при розрахованому діаметрі барабана визначити його довжину. Процент перфорації складає 25 ÷ 30% від загальної поверхні барабана. Висота гребенів – $(0,12 \div 0,15) \cdot D$.

Частота обертання барабана впливає на якість обробки виробів та продуктивність. Обмежує частоту ефект притискання білизни до внутрішньої стінки обичайки відцентровою силою. Для нормального прання фактор розділення, що визначається співвідношенням відцентрової сили та ваги виробів, має бути меншим 1. Тобто:

$$\Phi = \frac{F_{Ц}}{Q} = \frac{\omega^2 \cdot R}{g} \quad (2.3)$$

де R – радіус барабана, ω - кутова швидкість барабана.

По даним дослідів оптимальне значення $\Phi=0,8 \div 0,83$.

З рівняння (2.3):

$$\omega = \sqrt{\frac{\Phi g}{R}} \text{ або } n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{\Phi g}{R}} \quad (2.4)$$

В практиці частота обертання барабана при пранні $n = (50 - 70)$ об/хв, при віджиманні $(400 - 1200)$ об/хв.

Для віджимання Φ сягає 400.

1.2 Розрахунок обичайки барабана на міцність

Як навантаження приймають відцентрові сили. На першому етапі розрахунків можна обмежитися безмоментною теорією, згідно з якою впливом на деформацію обичайки бокових стінок барабана можна знехтувати. В цьому випадку на кожну з двох половинок обичайки (рис.2.1.) діють: F_1 – відцентрова сила, прикладена до центру тяжіння півкільця обичайки, F_2 – відцентрова сила, прикладена до центру тяжіння півкільця завантаження, F_3 – відцентрова сила від нерівномірного по колу розподілу виробів в барабані.

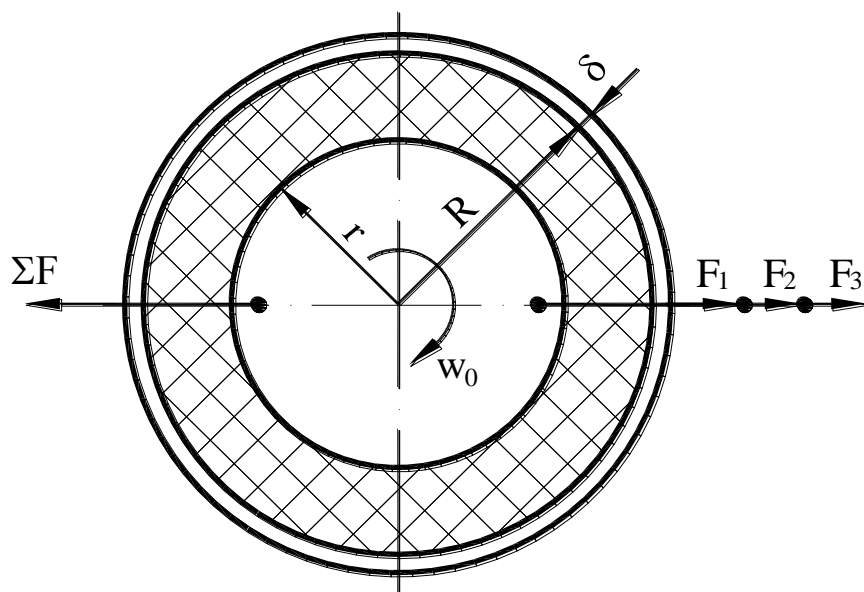


Рис. 2.1. Схема сил, що діють на обичайку.

Ці складові визначаються за рівняннями:

$$F_1 = \frac{m \cdot \omega_0^2}{2} \cdot r_0 \quad (2.5)$$

$$F_2 = \frac{m_3 \cdot \omega_0^2}{2} \cdot r_{ц.м} \quad (2.6)$$

$$F_3 = m_3 \cdot \omega_0^2 \cdot e \quad (2.7)$$

де m , m_3 – відповідно маси обичайки та завантаження;

r_0 , $r_{ц.т.}$, e – відстані від осі обертання до центра відповідно мас півкільця обичайки, півкільця та кільця завантаження.

$$r_0 \cong \frac{2}{\pi} R \quad (2.8)$$

$$r_{ц.м.} = \frac{4}{3\pi} \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \quad (2.9)$$

$$e \cong 0,08 \cdot r_{ц.м.} \quad (2.10)$$

Відцентрові сили викликають появу в обичайці кільцевих (тангенціальних) та радіальних напруг. Кільцеві напруги, як показують

дослідження, завжди більші радіальних. Вони можуть бути визначені за рівняннями:

$$\sigma_t = \frac{\sum F}{2\delta \cdot L \cdot k_0} \quad (2.11)$$

де δ , L – відповідно, товщина обичайки та її довжина;

k_0 – коефіцієнт послаблення осевого перерізу обичайки перфорацією.

$$k_0 = \frac{a - d}{a} \quad (2.12)$$

де a – крок отворів перфорації в площині осевого перерізу обичайки;

d – діаметр отворів.

Особливої уваги вимагає з'єднання обичайки барабана зі стінкою. На кільцеву частину обичайки у місці стику діє реакція стінки у вигляді поперечної сили та моменту згину. Ці навантаження намагаються прогнути обичайку, зменшуючи її радіальну деформацію. Цю задачу вирішують за допомогою моментної теорії, але для інженерної практики це рішення надто трудомістке, тому користуються наближеними розрахунками. Так, товщина обичайки у місці з'єднання обичайки зі стінками барабана визначається за рівнянням:

$$\delta = \frac{R}{2} \frac{\sigma_t \varphi}{k_o[\sigma] - \sigma_t} \quad (2.13)$$

де $\varphi = \frac{R^2 - r^2}{r^2}$ - коефіцієнт заповнення барабана;

$[\sigma]$ – допустима напруга на розтяг для матеріалу обичайки.

1.3. Розрахунок стінки барабана

Стінку (рис.2 .2) можна розрахувати як круглу пластину, закладену по внутрішньому контуру (рис. 2.3) та навантажену моментом згину (від завантаження). Напруги згину в стінці барабана (без шпиць):

а) на внутрішньому контурі стінки

$$\sigma_e = k_1 \cdot \frac{M_{3z}}{R_1 \cdot \delta_c^2} \quad (2.14)$$

б) на зовнішньому контурі стінки

$$\sigma_3 = k_2 \cdot \frac{M_{3z}}{R_2 \cdot \delta_c^2} \quad (2.15)$$

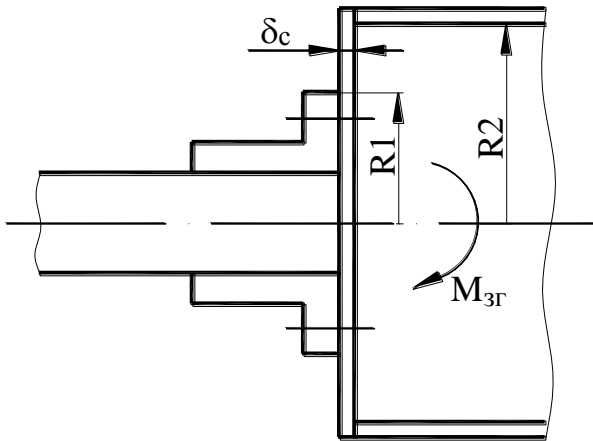


Рис. 2.2. Схема навантаження стінки барабана

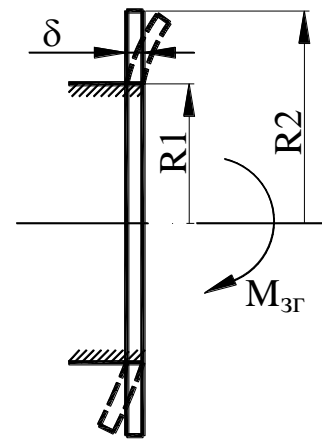


Рис. 2.3. Розрахункова схема стінки барабана

Аналіз показує, що більші за абсолютними значеннями є напруги на внутрішньому контурі стінки.

Коефіцієнт k_1 залежить від співвідношення $\frac{R_1}{R_2}$

$\frac{R_1}{R_2}$	0,5	0,6	0,7	0,8
k_1	1,14	0,64	0,47	0,26

Якщо стінка барабана кріпиться до фланця зі шпичками, то напруги в шпичках визначаються за рівнянням:

Якщо стінка барабана кріпиться до фланця зі шпичками, то напруги в шпичках визначаються за рівнянням:

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W} \cdot \frac{z_p}{z} \quad (2.16)$$

де W -момент опору перерізу шпичі,

z -кількість шпичів;

$z_p \cong \frac{2}{3} z$ - кількість шпичів, що працюють.

1.4. Розрахунок з'єднання стінки барабана з фланцем

З'єднання може бути виконане на заклепках або гвинтах. Момент згину, що передається фланцем, викликає в елементах з'єднання навант. розтягу (рис. 2.4)

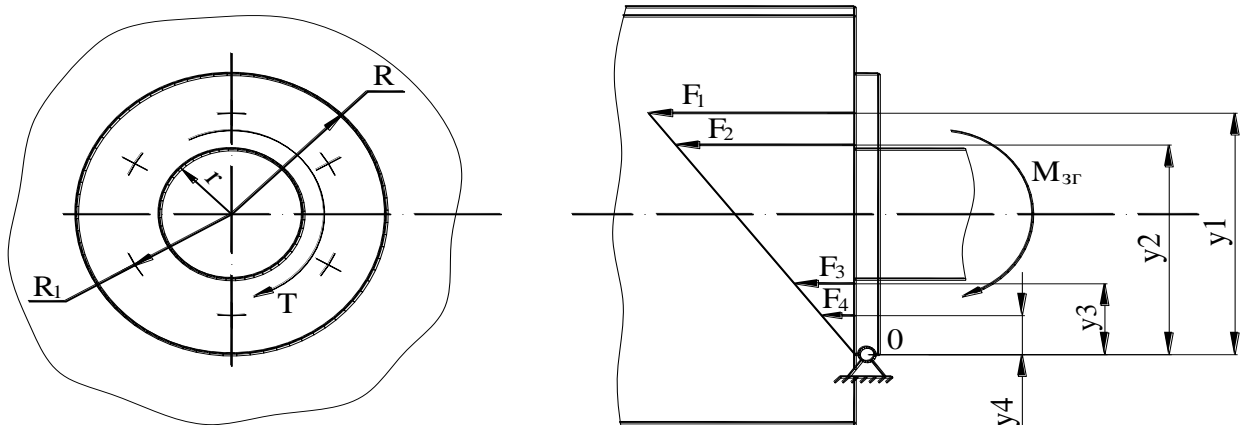


Рис. 2.4. Розрахункова схема

Виходячи з припущення, що навантаження в елементах з'єднання пропорційні їх деформаціям розтягу, а деформації пропорційні відстаням від умовної точки опори 0, маємо:

$$\frac{F_1}{y_1} = \frac{F_2}{y_2} = \dots = \frac{F_i}{y_i} \quad (2.17)$$

Рівняння рівноваги фланця має вигляд:

$$M_{32} = F_1 \cdot y_1 + F_2 \cdot y_2 + \dots + F_{i-1} \cdot y_{i-1} + F_i \cdot y_i \quad (2.18)$$

Підставимо значення F_1 з рівняння (2.17) в рівняння рівноваги (2.18):

$$M_{3z} = F_1 \cdot y_1 + F_1 \cdot \frac{y_2}{y_1} \cdot y_2 + \dots + F_1 \cdot \frac{y_{i1}}{y_1} \cdot y_i = \frac{F_1}{y_1} (y_1^2 + y_2^2 + \dots + y_i^2) . \quad (2.19)$$

З рівняння (2.19):

$$F = \frac{M_{3z} \cdot y_1}{(y_1^2 + y_2^2 + \dots + y_i^2)} \quad (2.20)$$

При встановленні з'єднувальних елементів без зазору останні навантажені крутним моментом та силами розтягу F , з яких максимальною буде сила F_1 . Вказані навантаження викликають напруги зсуву та розтягу. Напруги зсуву визначають за рівнянням:

$$\tau_3 = \frac{4F_3}{\pi d^2} = \frac{4k_n T}{zR\pi d^2}, \quad (2.21)$$

де F_3 – максимальна сила зсуву, що діє на елемент з'єднання;

d – діаметр елемента з'єднання;

T – крутний момент, що передає з'єднання;

k_n – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження;

R – радіус розташування елементів з'єднання.

Максимальні напруги розтягу визначаються за рівнянням (з використанням рівняння 2.20):

$$\sigma_{p \max} = \frac{4F_1}{\pi d^2} = \frac{4M_{3z} \cdot n_1}{(y_1^2 + y_2^2 + \dots + y_i^2) \pi d^2}. \quad (2.22)$$

Використовуючи теорію міцності (для пластичних матеріалів деталей з'єднання) маємо:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{p \max}^2 + 3\tau_3^2} \leq [\sigma]_p, \quad (2.23)$$

що дозволяє оцінити міцність елементів з'єднання.

При встановленні елементів з'єднання з зазором необхідне попереднє притискання фланця до стінки для отримання моменту тертя між ними $T_T = \beta T$ ($\beta = 1,15 \dots 1,25$ – коефіцієнт запасу зчеплення). Як відомо, момент тертя визначається за рівнянням:

$$T_T = \frac{2}{3} Q \cdot f \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2}, \quad (2.24)$$

де Q – сила притискання фланця до стінки;

f – коефіцієнт тертя між фланцем та стінкою.

Сила притискання Q створюється елементами з'єднання і, відповідно, викликає в цих елементах напругу розтягу. Розрахункова сила розтягу на один елемент, з використанням рівняння (2.24), становить:

$$F_p = k_n \frac{Q}{z} = \frac{2}{3} T_T \frac{\beta \cdot k_n}{z \cdot f} \cdot \frac{R^2 - r^2}{R^3 - r^3} \quad (2.25)$$

Якщо не враховувати деформацію стиску, сумарна максимальна напруга розтягу в елементах з'єднання становитиме:

$$\sigma_{\Sigma \max} = \frac{4(F_1 + F_p)}{\pi d^2} \leq [\sigma]_p. \quad (2.26)$$

Отримана напруга буде визначати міцність з'єднання стінки барабана з фланцем.

Приклад. Визначити розмір барабана побутової пральної машини та розрахувати його на міцність в режимі віджимання за даними: кутова швидкість при віджиманні $\omega_0=90$ рад/с; товщина обичайки барабану $\delta=0,5$ мм; маса завантаження $m=3$ кг; коефіцієнт перфорації обичайки барабану $k_0=0,3$; матеріал обичайки – сталь X18H89T.

Розв'язання.

$$1. \text{ Діаметр барабана } D = 1,0843 \sqrt{\frac{\gamma \cdot m}{k_1 \cdot k_2}} \quad (1)$$

Приймаємо питомий об'єм виробів $\gamma=0,01$ м³/кг.

Коефіцієнт завантаження у відповідності з рекомендаціями $k_3=0,65$.

Коефіцієнт відносної довжини барабана знаходимо з графіка (рис. 3) для заданої маси завантаження $k_2=0,55$. Підставляючи значення в рівняння (1), отримуємо

$$D = 1,0843 \sqrt{\frac{0,01 \cdot 3}{0,65 \cdot 0,55}} = 0,475 \text{ м}$$

Заокруглюючи отримуємо $D = 0,48 \text{ м}$.

2. Довжина барабана $L = k_2 D = 0,55 \cdot 0,48 = 0,264 \text{ м}$

Заокруглюючи отримуємо $L = 0,26 \text{ м}$.

3. Розміри та розташування перфорації обичайки.

Приймаємо отвори перфорації $d = 0,8 \text{ мм}$, крок отворів вздовж осі барабана $a = 0,3 \text{ мм}$, крок отворів перпендикулярно осі $b = 25 \text{ мм}$, отвори розташовані в шахматному порядку.

Коефіцієнт перфорації

$$k = \frac{0,785d^2}{0,5ab} = \frac{0,785 \cdot 8^2}{0,5 \cdot 30 \cdot 25} = 0,14$$

4. Маса обичайки складає:

$$m_0 = \pi \cdot D \cdot \delta \cdot \rho \cdot L(1 - k) = 3,14 \cdot 0,48 \cdot 5 \cdot 10^{-4} \cdot 7,8 \cdot 10^3 \cdot 0,26 \cdot (1 - 0,14) = 1,31 \text{ кг.}$$

5. Розрахуємо сили, які діють на обичайку в процесі віджимання.

5.1. Відцентрова сила, яка прикладена до центру тяжіння півкільця обичайки:

$$F_1 = \frac{m_0 \cdot \omega_0^2}{2} r_0, \tag{2}$$

Центр тяжіння півкільця обичайки знаходиться на

$$r_0 = \frac{D}{\pi} = \frac{0,48}{3,14} = 0,153 \text{ м}$$

Підставляючи значення в рівняння (2), отримуємо

$$F_1 = \frac{1,31 \cdot 90^2}{2} \cdot 0,153 = 812 \text{ Н}$$

5.2. Відцентрова сила, що прикладена до центру тяжіння півкільця виробів

$$F_2 = \frac{m' \cdot \omega_0^2}{2} r_{\text{цт}} \tag{3}$$

m' як маса виробів до моменту усталеного руху барабана визначається з рівняння (14) та становить

$$m' = m \left(1 + \frac{W}{100} \right) = 3 \left(1 + \frac{205}{100} \right) = 10,5 \text{ кг}$$

Радіус центру тяжіння півкільця визначається з рівняння (2.9), де зовнішній радіус $R_3 = D/2 = 0,24$, а внутрішній радіус R_B визначається з рівняння (16), в якому V об'єм кільця складає

$$V = \frac{m}{\rho_H} + \frac{W/100}{\rho_P} m = \frac{3}{1,5 \cdot 10^3} + \frac{205/100}{1 \cdot 10^3} \cdot 3 = 8,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

З рівняння (16)

$$R_B = \frac{1}{2} \sqrt{0,48^2 - \frac{4 \cdot 8,5 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,26}} \cong 0,22 \text{ м}$$

Радіус центру тяжіння півкільця завантаження

$$r_{ЦГ} = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{R_H^3 - R_B^2}{R_H^2 - R_B^2} = \frac{4}{3\pi} \cdot \frac{0,24^3 - 0,22^3}{0,24^2 - 0,22^2} = 0,148 \text{ м}$$

Підставляючи значення в рівняння (3), знайдемо доцентрову силу

$$F_2 = \frac{10,5 \cdot 90^2}{2} 0,148 = 6294 \text{ Н}$$

5.3. Неврівноважена відцентрова сила визначається з рівняння (2.7)

$$F_3 = m' \cdot \omega_0^2 \cdot e = 10,5 \cdot 90^2 \cdot 0,08 \cdot 0,148 = 1007 \text{ Н}$$

5.4. Сумарна відцентрова сила

$$\sum F_{Ц} = F_1 + F_2 + F_3 = 812 + 6294 + 1007 = 8413 \text{ Н}$$

6. Тангенціальні навантаження розтягу, які виникають в обичайці:

$$\sigma_t = \sum F / (2\delta \cdot Lk_0) = 8113 / (2 \cdot 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 0,26 \cdot 0,73) = 4,28 \cdot 10^7 \text{ Па} = 42,8 \text{ МПа}$$

$$\text{де } k_0 = \frac{a-d}{a} = \frac{30-8}{30} = 0,73$$

7. Запас міцності обичайки

$$П = \frac{\sigma_B}{\sigma_\tau} = \frac{550}{42,8} = 12,8,$$

що свідчить про достатню міцність обичайки.

1.5 Розрахунок потужності, споживаної пральною машиною

1.5.1 Потужність в режимі прання

Споживана потужність витрачається на подолання моментів корисних та шкідливих опорів.

Момент корисних опорів викликаний, в основному, зміщенням при роботі положення центру мас завантаження барабана (рис. 2.5).

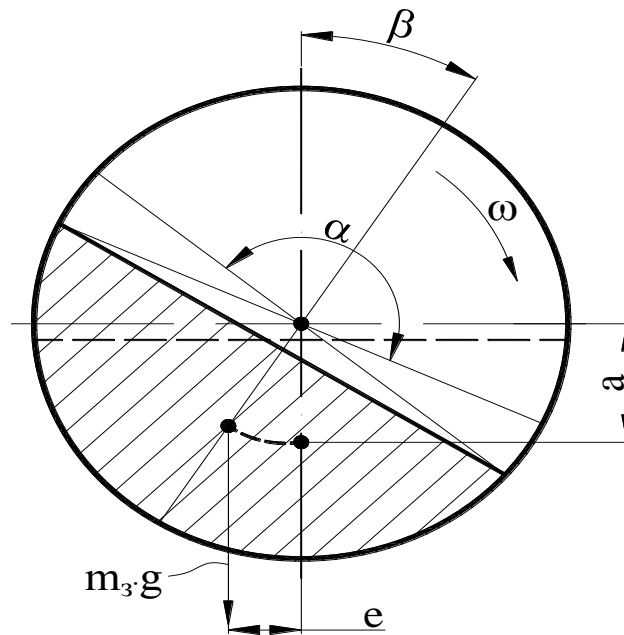


Рис. 2.5. Розташування завантаження барабана під час прання

Момент корисних опорів M_K може бути знайдений за рівнянням:

$$M_K = (1,1 \div 1,2) \cdot m_3 \cdot g \cdot e = (1,1 \div 1,2) \cdot m_3 \cdot g \cdot a \cdot \sin \beta, \quad (2.26)$$

де m_3 – маса завантаження;

g – прискорення вільного падіння;

a – відстань центра мас завантаження від осі барабана;

$\beta \approx 60^\circ$ – кут, що визначає положення центра мас завантаження.

Коефіцієнт $(1,1 \div 1,2)$ враховує додатковий опір від удару гребенів по мийному розчину.

Величина a , як відстань від вісі барабана до центра маси сегмента, який утворений завантаженням, може бути знайдена з геометричних співвідношень:

$$a = \frac{D}{6} \left(1 + 2 \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right), \quad (2.27)$$

якщо $0 < \alpha \leq \pi$

$$a = \frac{D}{6} \left(1 + 2 \cdot \cos \frac{2\pi - \alpha}{2} \right) \left(\frac{2\pi - \alpha - \sin(2\pi - \alpha)}{\alpha + \sin(2\pi - \alpha)} \right), \quad (2.28)$$

якщо $\pi < \alpha < 2\pi$.

Кут α , як видно з рис. 2.5 визначається співвідношенням об'єму маси завантаження та об'єму прального барабана. Він може бути знайдений з графіка $\alpha = f(k_3)$, де k_3 – співвідношення об'ємів маси завантаження та барабана (рис. 2.6).

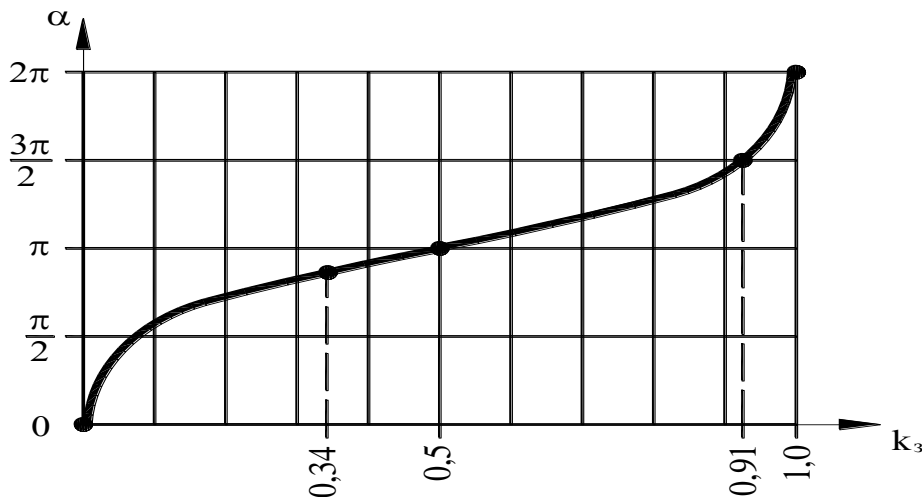


Рис. 2.6. Графік для визначення кута α .

$$k_3 = \frac{V_3}{V_6} = \frac{S_3}{S_6} = \frac{\alpha - \sin \alpha}{2\pi}. \quad (2.29)$$

Величина кута β залежить від ступеню завантаження барабана, його швидкості, розмірів виробів. Спостереженнями встановлено, що $\beta \cong 60^\circ$, що й приймається в розрахунках.

Шкідливі опори викликані тертям в опорах та тертям стінок барабана об пральний розчин в баку.

Таким чином, момент шкідливих опорів визначається сумою моменту від сил тертя в опорах та моменту від сил тертя стінок барабана по пральному розчину в баку. Остання складова, внаслідок незначної величини, як правило, не

враховується. Сили тертя в опорах барабана складаються з сил тертя в підшипниках та сил тертя в ущільненнях. Як показують розрахунки, останні складають величину другого-третього порядку малості порівняно з силами тертя в підшипниках, тому, остаточно, момент шкідливих опорів може бути визначений, як

$$M_{ш} = Q_r \cdot f \cdot r_{ц}, \quad (2.30)$$

де Q_r – сумарне радіальне навантаження в опорах;

$f = 0,001 \div 0,004$ – коефіцієнт тертя в підшипниках опор (при використанні підшипників кочення);

$r_{ц}$ – радіус цапфи вала під підшипником.

В результаті сумарний момент опору обертанню барабана при пранні в усталеному режимі становить:

$$M_{np} = M_{к} + M_{ш}, \quad (2.31)$$

а споживана потужність в усталеному русі:

$$P = M_{np} \cdot \omega. \quad (2.32)$$

В період розгону барабана при пранні значну частину рушійного моменту складає динамічний момент:

$$M_{дин} = I_{np} \cdot \frac{d\omega}{d\tau}, \quad (2.33)$$

де I_{np} – приведений до вала барабана момент інерції всіх обертальних мас в приводі пральної машини;

$M_{дин} = I_{np} \cdot \frac{d\omega}{d\tau}$ – кутове прискорення барабана.

З огляду на типову кінематичну схему приводу барабанної пральної машини (рис. 2.7) рівняння для визначення I_{np} має вигляд:

$$I_{np} = I_{б} + I_{з} + I_{ш2} + (I_{ш1} + I_{р})u^2, \quad (2.34)$$

де $I_{б}$, $I_{з}$, $I_{ш2}$, $I_{ш1}$, $I_{р}$ – відповідно, моменти інерції барабана, завантаження, веденого та ведучого шківів, ротора двигуна;

u – передаточне число пасової передачі.

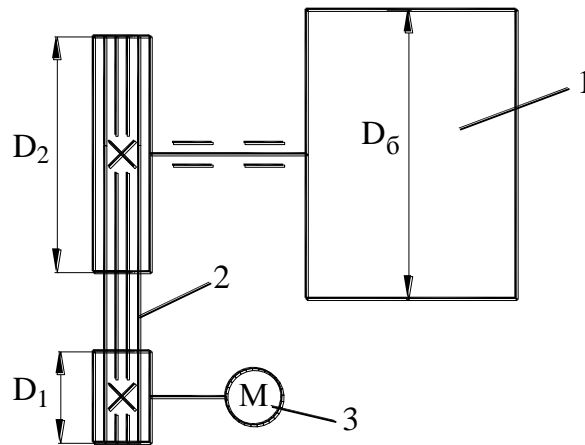


Рис. 2.7. Кінематична схема барабанної пральної машини: 1 – барабан;
2 – пасова передача; 3 – двигун.

Момент інерції барабана становить:

$$I_{\bar{o}} \cong \frac{m \cdot D_{\bar{o}}^2}{6}, \quad (2.35)$$

де m – маса барабана.

Момент інерції завантаження, що має форму сегмента масою m_3 , становить:

$$I_3 \cong m_3 \cdot a^2. \quad (2.36)$$

Для типових конструкцій шківів пасової передачі приводу пральної машини (ведучий шків – зі шпичцями; ведений шків – суцільний) маємо:

$$I_{ш1} = \frac{m_{ш1} \cdot D_1^2}{7}, \quad (1.37)$$

$$I_{ш2} = \frac{m_{ш2} \cdot D_2^2}{8},$$

де $m_{ш1}$, $m_{ш2}$ – відповідно, маси ведучого та веденого шківів.

Момент інерції ротора двигуна знаходять або з технічних даних електродвигунів, або розраховують:

$$I_p = \frac{m_p \cdot D_p^2}{4}, \quad (2.38)$$

де m_p , D_p – відповідно, маса та діаметр ротора.

Експериментальні дослідження пускового режиму барабанних пральних машин показують, що розгін йде при рівномірно прискореному русі, тобто:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{d\tau} = \frac{\omega}{\tau_n} \quad (2.39)$$

Час пуску τ_n в проектних розрахунках може бути прийнятий в межах $(0,5 \div 1)$ с.

Навантаження двигуна при пуску пральної машини в режимі прання становить:

$$M_{\text{дв}} = M_{\text{дин}} + M_{\text{пр}} \quad (2.40)$$

Внаслідок сказаного пускова потужність становить:

$$P_{\text{пуск}} = \frac{I_{\text{пр}} \cdot \omega^2}{2 \cdot \tau_n} + M_{\text{пр}} \cdot \omega \quad (2.41)$$

У разі реверсивного руху барабана двигун слід вибирати по потужності, збільшеній, в порівнянні з розрахованою на $30 \div 50$ %.

Приклад. Розрахувати потужність, споживану побутовою барабанною пральною машиною з фронтальним завантаженням в режимі прання за даними таблиці 1.

Таблиця 1

маса завантаження	$m = 3 \text{ кг}$
кутова швидкість барабана	$\omega = 5,0 \text{ рад/с}$
діаметр барабана	$D = 0,45 \text{ м}$
діаметр отвору в передній стінці	$D_{\text{п.с.}} = 0,25 \text{ м}$
довжина барабана	$L = 0,25 \text{ м}$
діаметри шківів	$D_1 = 0,08 \text{ м}; D_2 = 0,32 \text{ м}$
вага шківів	$Q_1 = 1,6 \text{ м}; Q_2 = 3,8 \text{ м}$
міжосьова відстань передачі	$a = 0,4 \text{ м}$
діаметри поверхонь валів, що ущільнюються	$d_1 = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}, d_2 = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
час розгону барабана	$t = 0,15 \text{ с}$
маховий момент електродвигуна	$QD^2 = 0,02 \text{ Нм}^2$
площа поперечного перетину паса	$S_p = 47 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$

На підставі рівняння (1) для схеми на рис. 1: отримуємо таблицю 2.

$$S = D_2/8 (\pi/180 \cdot \alpha - \sin \alpha) \quad (1)$$

Таблиця 2

$\alpha_1 = 170^\circ$	$S_1 = 7,07 \cdot 10^{-2} \text{ м}$
$\alpha_2 = 180^\circ$	$S_2 = 7,95 \cdot 10^{-2} \text{ м}$
$\alpha_3 = 190^\circ$	$S_3 = 8,83 \cdot 10^{-2} \text{ м}$

Будуємо графічну залежність (рис. 3) $\alpha - S$ для визначення кута α в нашому випадку

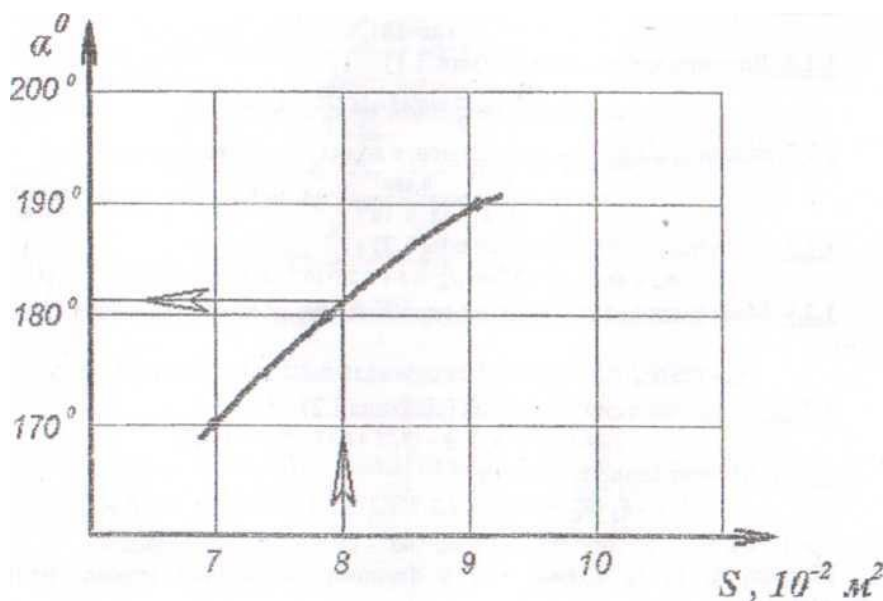


Рис. 3. Графік залежності $\alpha - S$ при $D=0,45\text{м}$

Об'єм вмісту барабана

$$V = \frac{m}{\rho_u} + m \cdot V_{\text{ж}} = 3 \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Площа поперечного перетину вмісту барабана

$$S = \frac{V}{L} = \frac{20 \cdot 10^{-3}}{0,25} = 8 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$$

З графіка для $S = 8 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ (рис. 3) знаходимо

$$\alpha = 181^\circ$$

Довжина хорди сегмента (рис. 1.1)

$$l_x = D \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = 0,45 \cdot \sin \frac{181}{2} = 0,449 \text{ м}$$

Відстань від центру ваги сегмента до осі обертання барабана:

$$b = \frac{l_x^3}{12 \cdot S} = \frac{0,449^3}{12 \cdot 8 \cdot 10^{-2}} = 9,5 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

Маса мокрих виробів

$$m_M = m + 2,25 \cdot 10^{-3} \cdot m \cdot p_{ж} = 3 + 2,25 \cdot 10^{-3} \cdot 3 \cdot 1 \cdot 10^3 = 9,75 \text{ кг}$$

Маса рідини, що захоплюється виробами при обертанні барабана

$$m_{ж} = 0,15 \cdot (p_{ж} \cdot V_{ж} \cdot m - 2,25 \cdot 10^{-2} \cdot m \cdot p_{ж}) = 0,15 \cdot (1 \cdot 6 \cdot 3 - 2,25 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 1 \cdot 10^2) = 1,69 \text{ кг}$$

Сила ваги вмісту барабана

$$P_T = (m_M + m_{ж}) \cdot g = (9,75 + 1,69) \cdot 9,81 = 112,2 \text{ м}$$

Момент корисного опору

$$M_n = k_g \cdot P_T \cdot b \cdot \sin \alpha_0 = 1,2 \cdot 112,2 \cdot 9,5 \cdot 10^{-2} \cdot \sin 60^\circ = 11,1 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$k_g = 1,2$ – коефіцієнт динамічності $\alpha_0 = 60^\circ$ – за даними випробувань.

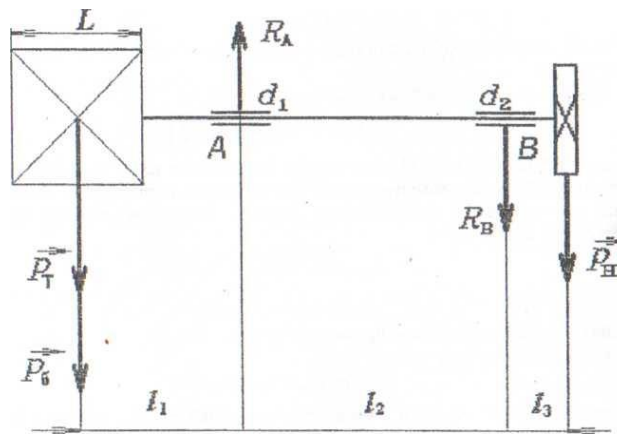


Рис. 2. Схема навантаження вала пральної барабанної машини з фронтальним завантаженням при пранні білизни.

Відстані l_1 , l_2 , l_3 (рис. 2) у першому наближенні можна знайти зі співвідношень:

$$l_1 - \frac{L}{2} = l_3 = d_1$$

$$l_2 = 2 \cdot d_1$$

$$l_1 = d_1 + \frac{L}{2} = 30 \cdot 10^{-3} + \frac{0,25}{2} = 0,155 \text{ м}$$

$$l_2 = 2 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 60 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$l_3 = 30 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Сила ваги барабана, з урахуванням мас ($m_{пс}$ – передньої стінки, $m_{об}$ – обичайки і $m_{зс}$ – задньої стінки) і прийнятій товщині стінок $\delta = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$:

$$P_6 = (m_{\text{пс}} + m_{\text{об}} + m_{\text{зс}}) \cdot g = (0,34 + 0,10 + 0,50) \cdot 9,8 = 19,03 \text{ М}$$

$$m_{\text{пс}} = \frac{\pi}{4} \cdot \delta \cdot p \cdot (D^2 - D_{\text{пс}}^2) = \frac{\pi}{4} \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 7,8 \cdot 10^{-3} \cdot (0,45^2 - 0,25^2) = 0,34 \text{ кг}$$

$$m_{\text{об}} = \pi \cdot D \cdot L \cdot \delta \cdot p = \pi \cdot 0,45 \cdot 0,25 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 7,8 \cdot 10^3 = 1,10 \text{ кг}$$

$$m_{\text{зс}} = \frac{\pi}{4} \cdot \delta \cdot p \cdot D^2 = \frac{\pi}{4} \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} \cdot 7,8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,45^2 = 0,50 \text{ кг}$$

Сила натягу приводного паса

$$P_H = 2 \cdot \delta_0 \cdot S_p \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

Кут обхвату меншого шківa

$$\alpha = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{D_2 - D_1}{\alpha} = 180^\circ - 60^\circ \cdot \frac{0,32 - 0,08}{0,4} = 144^\circ$$

при $\sigma_0 = 1,6 \text{ МПа}$

$$P_H = 2 \cdot 1,6 \cdot 10^6 \cdot 47 \cdot 10^{-6} \cdot \sin \frac{144}{2} = 143 \text{ Н}$$

Реакції опор

$$R_B = \frac{(P_T + P_\delta) \cdot l_1 - P_H \cdot (l_2 + l_1)}{l_2} =$$

$$= \frac{(112,2 + 19,03) \cdot 0,155 - 143 \cdot (0,06 + 0,03)}{0,06} = 384,8 \text{ Н}$$

$$R_A = P_T + P_\delta + P_B + P_H = 112,2 + 19,03 + 324,8 + 160,9 = 616,9 \text{ Н}$$

Момент опору від сил тертя в опорах :

$$M_0 = f \cdot (R_A \cdot \frac{d_1}{2} + R_B \cdot \frac{d_2}{2}) =$$

$$= 0,002 \cdot (616,9 \cdot \frac{30 \cdot 10^{-3}}{2} + 324,8 \cdot \frac{20 \cdot 10^{-3}}{2}) = 0,005 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнти тертя в ущільненнях (рівняння 19, 20):

$$f_1 = f_0 \cdot \left[\frac{0,8}{(\omega \cdot \frac{\alpha_1}{2} + 11)^{4/3}} + 0,2 \right] = 1,1 \cdot \left[\frac{0,8}{(5,0 \cdot \frac{30 \cdot 10^{-3}}{2})^{4/3}} + 0,2 \right] = 1,019$$

$$f_2 = f_0 \cdot \left[\frac{0,8}{(\omega \cdot \frac{\alpha_2}{2} + 11)^{4/3}} + 0,2 \right] = 1,1 \cdot \left[\frac{0,8}{(5,0 \cdot \frac{20 \cdot 10^{-3}}{2})^{4/3}} + 0,2 \right] = 1,044$$

Моменти від сил тертя в ущільненнях (з рівнянь 16, 17, 18):

$$M_y = M_{1y} + M_{2y} = \pi \cdot \left(\frac{d_1^2}{2} \cdot \alpha_1 \cdot P_{r1} \cdot f + \frac{d_2^2}{2} \cdot \alpha_2 \cdot P_{r2} \cdot f_2 \right) =$$

$$= \pi \cdot \left(\frac{d_1^2}{2} \cdot 0,6 \cdot \Delta d_1 \cdot P_{r1} \cdot f_1 + \frac{d_2^2}{2} \cdot 0,6 \cdot \Delta d_2 \cdot P_{r2} \cdot f_2 \right) =$$

=

$$\pi \cdot \left[\frac{(30 \cdot 10^{-3})^2}{2} \cdot 0,6 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 \cdot 1,019 + \frac{(20 \cdot 10^{-3})^2}{2} \cdot 0,6 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 \cdot 1,044 \right] =$$

$$= \frac{\pi}{2} \cdot 0,6 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 \cdot [(30 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 1,094] = 8,8 \cdot 10^{-7} \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент «шкідливих» опорів:

$$M_B = M_0 + M_y = 0,005 + 8,8 \cdot 10^{-7} \approx 0,005 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Сумарний момент опору обертанню барабана

$$M = M_H + M_G \approx M_\pi = 11,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Необхідна потужність двигуна при пранні в сталому режимі:

$$N_{\text{уст}} = \frac{M \cdot \omega}{\eta} = \frac{11,1 \cdot 5,0}{0,98} = 56,6 \text{ Вт}$$

Момент інерції барабана:

$$I_\delta = m_{об} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 + \left[\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{\text{пс}}}{2}\right)^2 \right] + \left(\frac{D}{2}\right)^2 =$$

$$= 1,1 \cdot \left(\frac{0,45}{2}\right)^2 + \frac{0,34}{2} \cdot \left[\left(\frac{0,45}{2}\right)^2 - \left(\frac{0,25}{2}\right)^2 \right] + \frac{0,50}{2} \cdot \left(\frac{0,45}{2}\right)^2 = 7,42 \cdot 10^{-2} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Момент інерції виробів і мийного розчину (рівняння 26):

$$I_u = \frac{m_u}{2} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 =$$

$$= \frac{9,75 + 1,69 \cdot 0,45}{2} \cdot \left(1 + \frac{1}{6} \cdot \frac{1}{6} \cdot \frac{2 \sin 181 - \sin 362}{181 - \sin 181}\right) = 5,79 \cdot 10^{-1} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Момент інерції шківів:

$$I_{\text{пс1}} = \frac{0,6 \cdot Q_1 \cdot D_1^2}{4 \cdot g} = \frac{0,6 \cdot 1,6 \cdot 0,08^2}{4 \cdot 9,8} = 1,56 \cdot 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

$$I_{\text{пс2}} = \frac{0,6 \cdot Q_2 \cdot D_2^2}{4 \cdot g} = \frac{0,6 \cdot 3,8 \cdot 0,32^2}{4 \cdot 9,8} = 5,96 \cdot 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Момент інерції ротора двигуна:

$$I_d = \frac{Q \cdot D_g^2}{4 \cdot g} = \frac{0,02}{4 \cdot 9,8} = 5,1 \cdot 10^{-4} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Приведений до вала двигуна момент інерції:

$$I_{\text{пр}} = (I_G + I_u + I_{\text{пс2}}) \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 + I_{\text{пс1}} + I_d =$$

$$= (7,42 \cdot 10^{-2} + 5,79 \cdot 10^{-1} + 5,96 \cdot 10^{-3}) \cdot \left(\frac{0,08}{0,32}\right)^2 + 1,56 \cdot 10^{-4} + 5,1 \cdot 10^{-4} = 4,72 \cdot 10^{-2} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Динамічний момент на валу електродвигуна:

$$M_{\text{дин}} = \frac{I_{\text{пр}} \cdot \omega \cdot D_1}{t \cdot D_2} = \frac{4,72 \cdot 10^{-2} \cdot 5 \cdot 0,32}{0,15 \cdot 0,008} = 6,3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Необхідна пускова потужність електродвигуна:

$$\begin{aligned} N_{\text{п}} &= M_{\text{дин}} \cdot \omega_{\text{дв}} + 0,6 \cdot N_{\text{тр}} + N_{\text{під}} = M_{\text{дин}} \cdot \omega \cdot \frac{D_2}{D_1} + 0,6 \cdot N_{\text{тр}} + \frac{P_{\text{т}} \cdot b \cdot (1 - \cos \alpha_0)}{t} = \\ &= 6,3 \cdot 5 \cdot \frac{0,32}{0,08} + 0,6 \cdot 56,6 + \frac{112,2 \cdot 9,5 \cdot 10^{-2} \cdot (1 - \cos 60^\circ)}{0,15} = 195,49 \text{ Вт} \end{aligned}$$

1.5.2 Потужність в режимі віджимання

Потужність, споживана барабанною пральною машиною при віджиманні, розраховується в послідовності, викладеній для режиму прання. Однак, слід враховувати, що завантаження барабана при пранні розташовується не по сегменту, а по кільцю всередині обичайки.

Наведений факт приводять до того, що при усталеному русі в режимі віджимання навантаження викликані лише силами тертя в опорах барабана та стінками барабана об повітря. Останнім, як правило, нехтують, внаслідок малих величин.

Таким чином, потужність, споживана пральною машиною в режимі віджимання при усталеному русі становить:

$$P_e = M_o \cdot \omega_e, \quad (2.42)$$

де M_o – момент від сил тертя в опорах барабана;

ω_e – кутова швидкість віджимання.

Момент від сил тертя в опорах може бути знайдений за рівнянням:

$$M_o = Q_{\text{гв}} \cdot f \cdot r_{\text{ц}}, \quad (2.43)$$

де $Q_{\text{гв}}$ – сумарне радіальне навантаження в опорах, викликане масою барабана, незрівноваженою відцентровою силою та, в разі типової схеми приводу, силою натягіння пасу приводу (рис. 2.8).

Згідно схеми навантаження вала (рис. 1.8)

$$Q_{\text{гв}} = |R_A| + |R_B|. \quad (1.44)$$

Потужність, необхідна для розгону барабана в режимі віджимання, визначається аналогічно режиму прання.

Момент інерції маси завантаження, як кільця із зовнішнім діаметром D та внутрішнім d , можна знайти за рівнянням:

$$I_3 = m_3 \frac{D^2 + d^2}{8}. \quad (2.45)$$

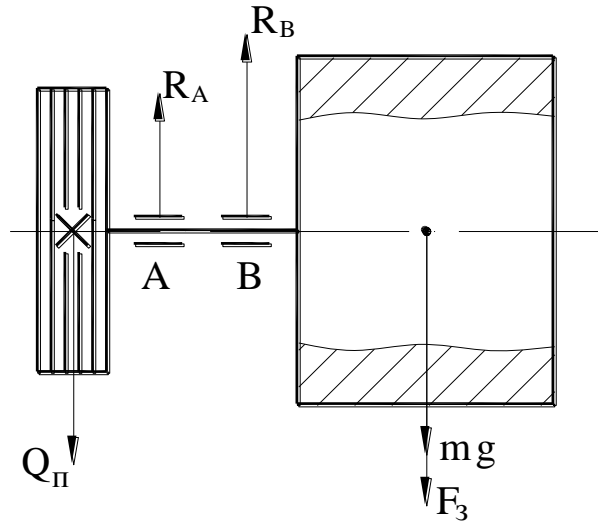


Рис. 2.8. Схема навантаження вала

Час розгону при віджиманні в проектних розрахунках можна приймати в межах 8-12 с.

Приклад. Визначити необхідну пускову потужність електродвигуна барабанної пральної машини в режимі віджимання. Дані з таблиці 1:

Таблиця 1

кутова швидкість	$\Omega_0=90$ 1/с
кутова швидкість вала	$\omega_{дв}=360$ 1/с
час розгону барабана при	$T=4$ с

Інші дані (маса завантаження m , діаметр барабана D , діаметр отвору в передній стінці $D_{н.с}$, довжина барабана L , діаметри шківів D_1 і D_2 , вага шківів Q_1 , Q_2 , a - міжосьова відстань, діаметри ущільнюваних поверхонь валів d_1 і d_2 , маховий момент ротора електродвигуна GD^2 , площа поперечного перетину пасу S відповідають даним прикладу визначення потужності електродвигуна барабанної пральної машини в режимі прання. Це дає нам можливість використовувати результати попередніх розрахунків.

Розв'язання

Вага виробів в процесі віджимання:

$$P_u = m \cdot g = 3 \cdot 9,8 = 69,8 \text{ Н}$$

З рішення прикладу (1) вага барабана $P_6 = 19,03 \text{ Н}$; сила тиску паса на вал $P_B = 143 \text{ Н}$.

Для визначення неврівноваженої сили знайдемо:

Об'єм виробів у барабані при от жимі:

$$V = \frac{m}{P_u} + \frac{\frac{W}{100} \cdot m}{P_{ж}} = \frac{137,5}{1,0 \cdot 10^3} = 6,13 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Внутрішній радіус кільця виробів :

$$r_B = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot L}} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{0,45^2 - \frac{4 \cdot 6,13 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,25}} = 0,207 \text{ м}$$

Радіус центру вага півкільця виробів:

$$r_{ц.м.} = \frac{r_{п}^3 - r_6^3}{r_{п}^2 - r_6^2} = \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{\left(\frac{0,45}{2}\right)^3 - 0,207^3}{\left(\frac{0,45}{2}\right)^2 - 0,207^2} = 0,14 \text{ м}$$

Неврівноважена відцентрова сила:

$$\begin{aligned} P_R &= m \cdot \left(1 + \frac{W}{100}\right) \cdot \omega_0^2 \cdot e = m \cdot \left(1 + \frac{W}{100}\right) \cdot \omega_0^2 \cdot 0,08 \cdot r_{ц.м.} = \\ &= 3 \cdot \left(1 + \frac{W}{100}\right) \cdot 90^2 \cdot 0,08 \cdot 0,14 = 646,4 \text{ Н} \end{aligned}$$

Реакції (рис. 1) в опорах:

$$\begin{aligned} R_6 &= \frac{(P_6 + P_R + P_{ц}) \cdot l - P_B \cdot (l_2 + l_1)}{l_2} = \\ &= \frac{(19,03 + 69,8 + 646,4) \cdot 0,155 - 143 \cdot (0,06 + 0,03)}{0,06} = 2113,8 \text{ Н} \end{aligned}$$

$$R_A = R_B + P_6 + P_{п} + P_{ц} + P_R = 2113,8 + 19,03 + 69,8 + 646,4 + 143 = 2992,1 \text{ Н}$$

Момент опору від сил тертя в опорах

$$M_0 = f \cdot \left(R_A \cdot \frac{d_1}{2} + R_B \cdot \frac{d_2}{2}\right) = f \cdot \left(2992,1 \cdot \frac{0,03}{2} + 2113,8 \cdot \frac{0,02}{2}\right) = 0,132 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнти тертя в ущільненнях

$$f_1 = f_0 \cdot \left[\frac{0,8}{\left(\omega \cdot \frac{d_1}{2} + 1\right)^{4/3}} + 0,2 \right] = 1,1 \cdot \left[\frac{0,8}{\left(90 \cdot \frac{0,03}{2} + 1\right)^{4/3}} + 0,2 \right] = 0,498$$

$$f_2 = f_0 \cdot \left[\frac{0,8}{\left(\omega \cdot \frac{d_2}{2} + 1\right)^{4/3}} + 0,2 \right] = 1,1 \cdot \left[\frac{0,8}{\left(90 \cdot \frac{0,02}{2} + 1\right)^{4/3}} + 0,2 \right] = 0,595$$

Моменти відсил тертя в ущільненнях:

$$\begin{aligned} M_y &= M_{1y} + M_{2y} = \pi \cdot \left(\frac{d_1^2}{2} \cdot \alpha_1 \cdot P_{r1} \cdot f_1 + \frac{d_2^2}{2} \cdot \alpha_2 \cdot P_{r2} \cdot f_2 \right) = \\ &= \pi \cdot \left(\frac{d_1^2}{2} \cdot 0,6 \cdot \Delta d_1 \cdot P_{r1} \cdot f_1 + \frac{d_2^2}{2} \cdot 0,6 \cdot \Delta d_2 \cdot P_{r2} \cdot f_2 \right) = \\ &= \frac{\pi}{2} \cdot 0,6 \cdot 1,8 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot 0,4 \cdot [0,03^2 \cdot 0,498 + 0,02^2 \cdot 0,595] = 4,7 \cdot 10^{-7} \text{ Н}\cdot\text{м} \end{aligned}$$

Необхідна потужність при сталому русі при віджиманні:

$$N_{\text{мп}} = \frac{(0,132 + 4,7 \cdot 10^{-7}) \cdot 90}{0,9} = 13,2 \text{ Вт}$$

Визначимо момент інерції кільця виробів у барабані.

Обсяг виробів у барабані при віджиманні в період розгону:

$$V = \frac{m}{\rho_u} + \frac{m \cdot W_p}{100 \cdot P_{\text{ж}}} = \frac{3 \cdot 205}{100 \cdot 1,0 \cdot 10^3} = 8,45 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Внутрішній діаметр кільця виробів:

$$D_{\text{вн}} = \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot L}} = \sqrt{0,45^2 - \frac{4 \cdot 8,45 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,25}} = 0,4 \text{ м}$$

Момент інерції кільця виробів у барабані:

$$\begin{aligned} I_u &= \frac{m}{2} \cdot \left(1 + \frac{W}{100} \right) \cdot \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{\text{вн}}}{2} \right)^2 \right] = \\ &= 3,79 \cdot 10^{-2} \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \end{aligned}$$

Приведений момент інерції:

$$\begin{aligned} I_{\text{пр}} &= (I_{\text{в}} + I_u + I_{\text{шб}}) \cdot \left(\frac{\omega_{\text{ом}}}{\omega_{\text{дв}}} \right)^2 + I_{\text{шб}} + I_{\text{д}} = \\ &= (7,42 + 3,79 + 0,596) \cdot \left(\frac{90}{360} \right)^2 + 1,56 \cdot 10^{-4} + 5,1 \cdot 10^{-4} = 3,02 \cdot 10^{-2} \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \end{aligned}$$

Динамічний момент опору в період пуску барабана:

$$M_{\text{дин}} = I_{\text{пр}} \cdot \frac{360}{4} = 2,72 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Сумарний крутний момент на валу двигуна в процесі розгону:

$$M_p = M_{\text{дин}} + \frac{0,6 \cdot M}{u \cdot \eta} = 2,72 + \frac{0,6 \cdot (0,132 + 4,7 \cdot 10^{-4})}{4 \cdot 0,9} = 2,74 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Необхідна пускова потужність електродвигуна для режиму віджимання:

$$N_n = M_p \cdot \omega_{\text{дв}} = 2,74 \cdot 360 = 986,4 \text{ Вт}$$

1.5.3. Особливості розрахунку потужності приводу активаторних пральних машин

В пральних побутових машинах активаторного типу інтенсивна циркуляція вмісту бака створюється за рахунок відносно великої частоти обертання активатора (500–800 об/хв). При цьому виникають основний та вторинний потоки рідини. Основний – у площині обертання активатора, вторинний – від осі обертання активатора до стінки бака, в результаті чого в зоні активатора створюється понижений тиск і, як наслідок, – циркуляція миючого розчину.

Для підсилення циркуляції використовують баки з похилим днищем.

Робоче навантаження обумовлене подоланням опорів при перемішуванні білизни і прального розчину та при терті білизни по стінках бака.

Потужність, необхідна для обертання активатора в усталеному русі, дорівнює:

$$P = \frac{\zeta \cdot S \cdot \omega^3}{4}, \quad (2.46)$$

де ζ – коефіцієнт опору середовища, що знаходять експериментально;

$S = z \cdot h \cdot r$ – площа, на яку діє сила опору (z – кількість лопатей, h , r – відповідно, висота та радіус лопаті).

Пускова потужність визначається так:

$$P_{\text{пуск}} \geq 2P. \quad (2.47)$$

1.6 Розрахунок на міцність валів барабанних пральних машин

Розрахункові схеми барабанів пральних машин представлені на рис. 2.9.

Вали навантажені масою самих барабанів, масою завантаження та силою тиску пасу передач. В режимі віджимання на вали додатково діють відцентрові сили від маси завантаження.

Масу барабана та масу завантаження можна вважати зосередженими по середині довжини барабанів.

Сила тиску пасу на вал дорівнює:

$$Q_{II} \cong 2,5F, \quad (2.48)$$

де $F = \frac{2T_{кр}}{D_2}$ – окружна сила на шківі;

$T_{кр}$ – крутний момент на валу барабана;

D_2 – діаметр шківа на валу барабана.

Вказані сили створюють в опорах реакції R_A та R_B , які в сукупності з діючими силами викликають згин та кручення системи барабан – вал.

Використовуючи методики, що викладаються в дисципліні “Опір матеріалів”, можна розрахувати моменти згину та кручення в характерних точках вала та побудувати епюри моментів.

Знайшовши для небезпечних перерізів еквівалентні моменти згину:

$$M_{екв} = \sqrt{M_{зг}^2 + T_{кр}^2} \quad (2.49)$$

знаходять далі значення діаметрів вала для даних перерізів:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{0.1[\sigma]_{зг}}} \quad (2.50)$$

Після розробки конструкції вала бажано перевірити його міцність в небезпечних перерізах на втомленість. При цьому необхідно враховувати вплив концентраторів, обробки поверхні вала та масштабний фактор.

Більш небезпечним слід вважати для вала режим віджимання. Тому в перевірочному розрахунку враховують відцентрову силу від нерівномірного розподілу білизни в барабані. При цьому слід пам’ятати, що вектор відцентрової сили обертається разом з валом, вектори ж всіх інших сил залишаються незмінними. Вказане приводить до симетричного циклу

навантаження вала в опорі з боку шківів та до асиметричного циклу навантаження вала в другій опорі. Як відомо, перевірочний розрахунок вала на втомленість зводиться до визначення коефіцієнта запасу міцності, в даному випадку, на згин:

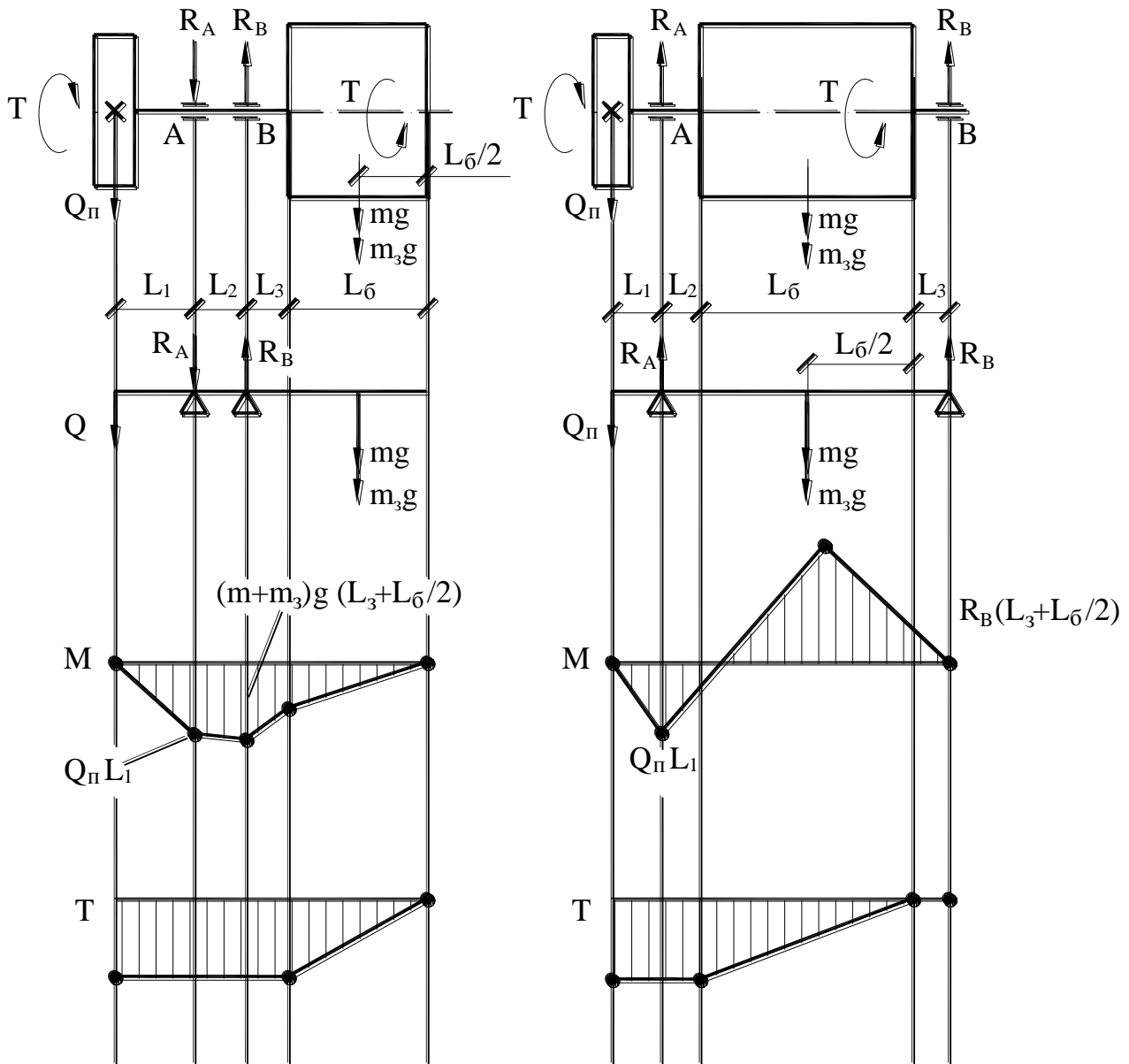


Рис. 1.9. Розрахункова схема та епюри моментів згину та кручення:

а) для вала пральної машини з фронтальним завантаженням;

б) для машини з верхнім завантаженням.

$$n_0 = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\kappa_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} > 2 \dots 3 \quad (1.51)$$

де σ_{-1} – межа втомленості матеріалу вала;

κ_{σ} – коефіцієнт концентрації напруг;

ε_{σ} – масштабний фактор;

β – коефіцієнт якості обробки поверхні;

σ_a – амплітудне значення напруги – $\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$;

σ_m – середнє значення напруги – $\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$,

ψ_{σ} – коефіцієнт циклу (вибирається з таблиць).

Приклад. Розрахувати вал барабана пральної машини за даними: маса завантаження $m = 4$ кг, діаметр барабана $D = 0,46$ м, товщина стінок $\delta = 0,5 \cdot 10^{-3}$ м, довжина барабана $L = 0,24$ м, діаметр отвору в передній стінці $D_{\text{пс}} = 0,28$ м, діаметр ведучого шківa $D_1 = 0,095$ м, діаметр веденого шківa $D_2 = 0,285$ м, міжосьова відстань передачі $a = 0,35$ м, площа поперечного перерізу паса $S = 61 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, кутова швидкість при віджиманні $\omega_0 = 86$ рад/с, час розгону барабана при віджиманні $t = 3,4$ с, матеріал вала Ст45.

Маса обичайки при прийнятій кількості гребенів $z = 3$, їх висоті $h = 0,15D = 0,15 \cdot 0,46 = 7 \cdot 10^{-2}$ м, кут при вершині гребенів $\alpha = 30^\circ$, коефіцієнти перфорації $k = 0,25$:

$$m_{\text{об}} = \rho * L * \delta \left(\pi * D - Z * h * \text{tg} * \frac{\alpha}{2} + 2 * Z * \frac{h}{\cos \alpha / 2} \right) (1 - k) =$$
$$= 7.8 * 10^3 * 0.24 * 0.5 * 10^{-3} \left(\pi * 0.46 - 3 * 7 * 10^{-2} * \text{tg}15^\circ + 2 * 3 * \frac{7 * 10^{-2}}{\cos 10^\circ} \right) *$$
$$* (1 - 0.25) = 1.04 \text{ кг}$$

Маса передньої стінки барабана

$$m_{\text{п.с.}} = \frac{\pi}{4} * \rho * \delta (D^2 - D_{\text{п.с.}}^2) = \frac{\pi}{4} * 7.8 * 10^3 * 0.5 * 10^{-3} (0.46^2 - 0.28^2) = 0.41 \text{ кг}$$

Маса задньої стінки барабана

$$m_{\text{з.с.}} = \frac{\pi}{4} * \rho * \delta * D^2 = \frac{\pi}{4} * 7.8 * 10^3 * 0.5 * 10^{-3} * 0.46^2 = 0.65 \text{ кг}$$

Сила ваги барабана

$$P_g = g(m_{об} + m_{п.с.} + m_{з.с.}) = 9.81(1.04 + 0.41 + 0.65) = 20.6 \text{ Н}$$

Сила ваги виробів

$$P_B = m * g \left(1 + \frac{W}{100}\right) = 4 * 9.81 \left(1 + \frac{205}{100}\right) = 119.7 \text{ Н}$$

Неврівноважена відцентрова сила, яка утворюється нерівномірним розподілом обертових мас

$$P_{ц} = m \left(1 + \frac{W}{100}\right) * \omega_0^2 * l = m \left(1 + \frac{W}{100}\right) * \omega_0^2 * 0.08 \frac{D}{2} = 4 \left(1 + \frac{205}{100}\right) * 86^2 * 0.08 * \frac{0.46}{2} = 1660.3 \text{ Н}$$

Сила натягу паса

$$P_H = 2 * \sigma_0 * S * \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 * 1.6 * 10^6 * 81 * 10^{-6} * \sin \frac{147.4}{2} = 248.8 \text{ Н}$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 60^\circ * \frac{D_2 - D_1}{\alpha} = 180^\circ - 60^\circ * \frac{0.285 - 0.095}{0.35} = 147.4^\circ$$

Момент інерції обичайки

$$I_{об} = m_{об} \left(\frac{D}{2}\right)^2 = 1.04 * \left(\frac{0.46}{2}\right)^2 = 5.5 * 10^{-2} \text{ кг * м}^2$$

Момент інерції задньої стінки барабана

$$I_{з.с.} = \frac{1}{2} * m_{з.с.} \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} * 0.65 * \left(\frac{0.46}{2}\right)^2 = 1.7 * 10^{-2} \text{ кг * м}^2$$

Момент інерції передньої стінки барабана

$$I_{п.с.} = \frac{1}{2} * m_{п.с.} * \left(\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{п.с.}}{2}\right)^2\right) = \frac{1}{2} * 0.41 * \left(\left(\frac{0.46}{2}\right)^2 - \left(\frac{0.28}{2}\right)^2\right) = 0.7 * 10^{-2} \text{ кг * м}^2$$

Момент інерції веденого шківа

$$I_{шк} = m_{шк} * \frac{D_2^2}{7} = 4.5 * \frac{0.285^2}{7} = 5.2 * 10^{-2} \text{ кг * м}^2$$

$$m_{шк} \cong \frac{\pi * D_2^2}{4} * \sqrt{S * \rho} = \frac{\pi * 0.285^2}{4} \sqrt{81 * 10^{-6} * 7.8 * 10^3} = 4.5 \text{ кг}$$

Момент інерції виробів

$$I_B = \frac{1}{2} * 4 * \left(j + \frac{W}{100}\right) * \left(\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{D_{вн}}{2}\right)^2\right) = \frac{1}{2} * 4 * \left(1 + \frac{205}{100}\right) * \left(\left(\frac{0.46}{2}\right)^2 - \left(\frac{0.39}{2}\right)^2\right) = 36 * 10^{-2} \text{ кг * м}^2$$

$$D_{вн} = \sqrt{D^2 - \frac{4}{\pi * L} * \left(\frac{m}{\rho_u} + \frac{W}{100 * \rho_p} * m\right)} = \sqrt{0.46^2 - \frac{4}{\pi * 0.24} * \left(\frac{4}{1.5 * 10^3} + \frac{205}{100} * \frac{m}{1 * 10^3}\right)} = 0.39 \text{ м}$$

Крутний момент на валу в момент розгону барабана

$$M_{кр} = I * \varepsilon = (I_{об} + I_{п.с.} + I_{з.с.} + I_u + I_{шк}) * \frac{\omega}{t} = (5.5 + 0.7 + 1.7 + 36 + 5.2)^2 * \frac{86}{3.4} = 12.4 \text{ Н * м}$$

Орієнтовний діаметр вала

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0.2[\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{12.4}{0.2 * 20 * 10^6}} = 1.46 * 10^{-2} \text{ м}$$

Складаємо схему навантаження вала і визначаємо орієнтовно довжини окремих ділянок (рис. 1)

$$l_2 \approx 2 * d_e \approx 1.46 * 10^{-2} * 2 = 3 * 10^{-2} \text{ м}$$

$$l_3 \approx d_e \approx 1.5 * 10^{-2} \text{ м}$$

$$l_1 = \frac{L}{2} + l_3 = \frac{24 * 10^{-2}}{2} + 1.5 * 10^{-2} = 13.5 * 10^{-2} \text{ м}$$

Реакції в опорах

$$R_c = \frac{(P_u + P_\delta + P_{u_1}) * l_1 - P_H * (l_2 - l_3)}{l_2} = \frac{(119.7 + 20.6 + 1660.3) * 13.5 * 10^{-2} - 248.8 * (3 + 1.5) * 10^{-2}}{3 * 10^{-2}} = 7729 \text{ м}$$

$$R_B = P_u + P_\delta + P_c + P_H = 119.7 + 20.6 + 1660.3 + 7729 + 248.8 = 9778 \text{ м}$$

Згинальні моменти в перерізах вала

$$M_{UA} = (P_u + P_\delta + P_{u_1}) * \frac{L}{2} = (119.7 + 20.6 + 1660.3) * \frac{0.24}{2} = 216.1 \text{ Н * м}$$

$$M_{UB} = (P_u + P_\delta + P_{u_1}) * l_1 = (119.7 + 20.6 + 1660.3) * 13.5 * 10^{-2} = 243.1 \text{ Н * м}$$

$$M_{UC} = (P_u + P_\delta + P_{u_1}) * (l_1 + l_2) - R_B * l_2 = (119.7 + 20.6 + 1660.3) * (13.5 + 3) * 10^{-2} - 9778 * 3 * 10^{-2} = 3.8 \text{ Н * м}$$

Діаметр вала в перерізах

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{UA}^2 + M_{кр}^2}}{0.1 * [\sigma]_u}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{216.1^2 + 12.4^2}}{0.1 * 50 * 10^6}} = 3.5 * 10^{-2} \text{ м}$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{UB}^2 + M_{кр}^2}}{0.1 * [\sigma]_u}} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{243.1^2 + 12.4^2}}{0.1 * 50 * 10^6}} = 3.65 * 10^{-2} \text{ м}$$

Складаємо ескіз вала (рис. 3) з уточненням розмірів. Передбачаємо встановлення підшипників №208 з $d = 40$ мм і шириною $B = 18$ мм, приймаємо $d_B = d_C = 40$ мм, $d_D = 32$ мм.

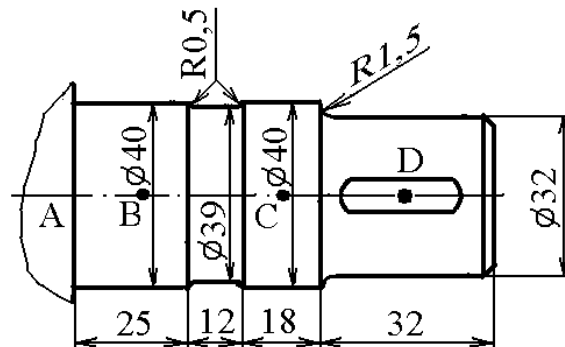


Рис. 1. Ескіз вала з уточненням розмірів

Перевірка вала на виносливість.

Максимальні нормальні напруги при згині вала

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{UB}}{0.1 * d_B^3} = \frac{243,1}{0,1 * (4 * 10^{-2})^3} = 38 * 10^6 \text{ Па} = 38 \text{ МПа}$$

Мінімальні нормальні напруги діють при протилежних напругах сил ваги барабана та виробів і неврівноваженої відцентрової сили. При цьому

$$M'_{UB} = (P_u - P_\delta - P_u) * l_1 = (1660,3 - 20,6 - 119,6) * 13,5 * 10^{-2} = 205,2 \text{ Н * м}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M'_{UB}}{0.1 * d_B^3} = \frac{205,2}{0,1 * (4 * 10^{-2})^3} = 32 * 10^6 \text{ Па} = 32 \text{ МПа}$$

Амплітудні і середні напруги

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{38 - 32}{2} = 3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{38 + 32}{2} = 35 \text{ МПа}$$

Межа витривалості Ст45

$$\sigma_{-1} = 0.43 * \sigma_{\text{ст}} = 0,43 * 598 = 257 \text{ МПа}$$

Коефіцієнти, що визначають запас міцності.

Коефіцієнт, що враховує концентрацію $k_\sigma = 1,6$.

Масштабний фактор $\varepsilon_\delta = 0,85$.

Коефіцієнт, що враховує чистоту обробки поверхні $\beta = 0,8$.

Коефіцієнт, який враховує вплив середньої напруги циклу $\psi_\sigma = 0,2$.

Запас міцності вала в перерізі В

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\delta} * \beta} * \sigma_a + \psi_{\sigma} * \sigma_m} = \frac{257}{\frac{1.6}{0.85 * 0.8} * 3 + 0.2 * 35} = 1.05 > [n]$$

$$[n] = 2 + 3$$

Отримане значення свідчить про наддостатню втомлену міцність вала і можливості оптимізації конструкції.

1.7. Розрахунок та конструювання пружної підвіски барабана пральної машини з демпфіруванням

В побутових барабанних пральних машинах, які працюють в режимі відцентрового віджимання, внаслідок нерівномірної розкладки білизни по контуру барабана виникають значні періодичні динамічні навантаження. Вони передаються на опори та на корпус машини через пружну підвіску (рис. 1.10).

Проходження через резонанс при пуску та динамічні навантаження на нерухомі частини машини залежать від значення маси m підвісної частини, коефіцієнта жорсткості (пружності) k та показника демпфірування C підвіски, власної ω_0 та вимушеної Ω частот коливань системи, збурювальної сили P_B .

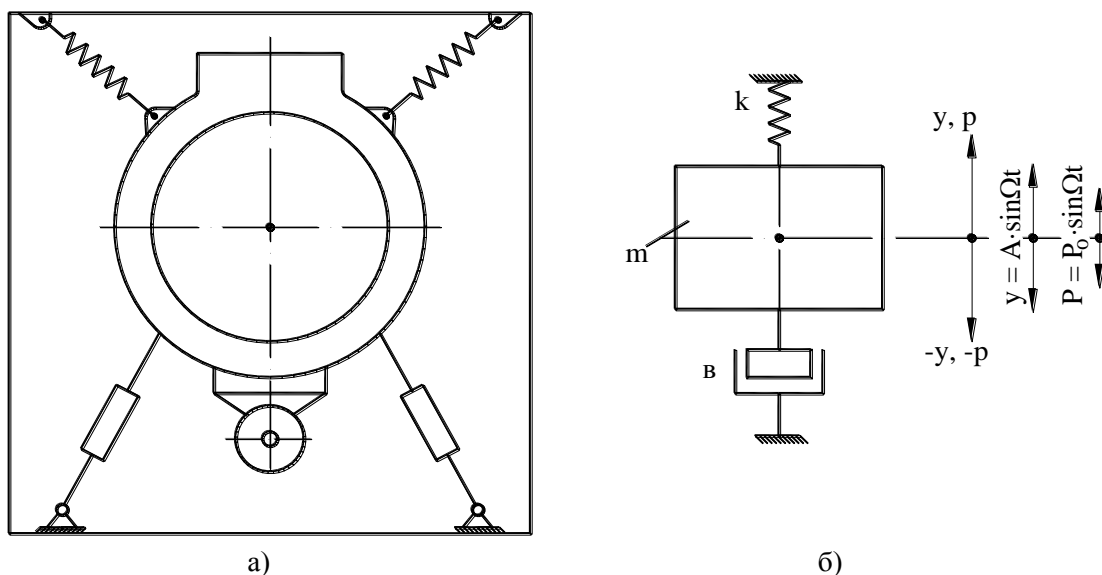


Рис. 1.10. Схема пружної підвіски барабана: а – конструктивна схема; б – розрахункова схема.

Важливі показники коливальної системи – це власна частота коливань

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.52)$$

та показник демпфірування

$$C = \frac{b}{2m}, \quad (2.53)$$

де b – коефіцієнт, що дорівнює величині демпфірувальної сили при швидкості коливань, яка дорівнює одиниці.

В зарезонансній зоні при $\Omega > 1,3\omega_0$ вплив згасання на коливання незначний та може не враховуватись. В цих випадках абсолютне значення амплітуди A вимушених коливань можна знайти з формули:

$$A = \frac{P_e}{k} \cdot \left| \frac{1}{1 - \Omega^2 / \omega_0^2} \right| \quad (2.54)$$

де P_e – амплітуда збурювальної сили.

Зменшення власної частоти коливань ω_0 вигідно, бо при цьому проходження через резонанс ($\Omega = \omega_0$) буде відбуватися при менших оборотах барабана, з меншою витратою енергії. Це призводить до менших витрат на подолання вібрацій, бо при менших обертах переміщення, швидкості та прискорення коливань системи різко знижуються.

Величина опору демпферів пропорційна швидкості коливань.

Із збільшенням сумарної сили опору, що характеризується коефіцієнтами b та c , зменшується величина амплітуди коливань при резонансі. Таким чином, демпфери необхідно підбирати по значенню коефіцієнта b . При цьому слід враховувати, що зі збільшенням сили демпфірування зростають динамічні навантаження на корпус.

Амплітудне значення збурювальної сили визначають з рівняння:

$$P_e = m_3 \cdot e \cdot \Omega^2 \quad (2.55)$$

де m_3 – маса завантаження; e – ексцентриситет завантаження (експериментально встановлено, що $e \approx 0,08 \cdot r_{ц}$, $r_{ц}$ – центр мас півкільця завантаження).

Знаючи силу P_e , можна, за допомогою рівняння (1.54), знайти динамічну силу на площину опори машини в зарезонансній області:

$$R = A \cdot k = \frac{P_6}{|1 - \Omega^2 / \omega_0^2|} \quad (2.56)$$

Ця сила виникає при відсутності демпфірування системи, тобто при $C=0$.

При проектуванні підвіски виходять з того, що $R = \left(\frac{1}{15} \dots \frac{1}{40}\right) P_6$. На

підставі цього можна визначити бажану власну частоту підвіски:

$$\left(\frac{1}{15} \dots \frac{1}{40}\right) = \frac{1}{|1 - \Omega^2 / \omega_0^2|} \quad (2.57)$$

Для реальних умов, тобто для $15 \dots 40 = -1 + \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}$:

$$\frac{\Omega^2}{\omega_0^2} = 16 \dots 41$$

$$\omega_0 = \frac{\Omega}{4} \dots \frac{\Omega}{6,4}$$

Відповідно

$$k = \omega_0^2 \cdot m.$$

Таким чином, якщо жорсткість підвіски буде вибрана вищенаведеним способом, сила на опори становитиме незначну частину від збурювальної сили.

При наявності в підвісці демпферів динамічна сила на опору машини становитиме:

$$R_g = \frac{P_0 \sqrt{1 + 4c^2 \frac{\Omega^2}{\omega_0^4}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}\right) + \frac{4c^2 \Omega^2}{\omega_0^4}}} \quad (2.58)$$

Тут c – показник демпфірування, який для демпферів в'язкого тертя (гідравлічних, пневматичних) визначається:

$$c = \frac{b}{m} = \frac{25\mu \cdot L}{m} \cdot \left(\frac{D_{II}}{D_{TP}}\right)^4 c^{-1}, \quad (2.59)$$

де μ – абсолютна в'язкість робочого середовища в демпфері, Па·с;

L – довжина пропускного каналу в демпфері, м;

D_{Π} та $D_{\text{ТР}}$ – діаметри, відповідно, поршня та пропускного каналу в демпфері (рис. 2.11).

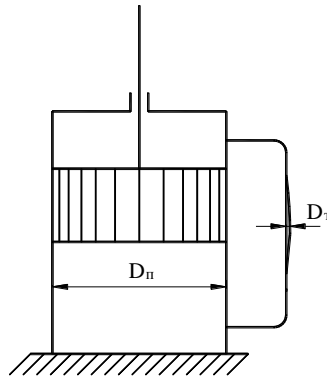


Рис. 2.11. Схема демпфера в'язкого тертя.

Приклад. Вибрати пружини для підвіски побутової барабанної пральної машини (рис. 1) та визначити параметри її коливання у вертикальній площині.

Дано: кутова швидкість барабана при віджиманні $\Omega=95 \text{ с}^{-1}$; діаметр барабана $D = 0.5 \text{ м}$; довжина барабана $L = 0.26 \text{ м}$; маса завантаження $m=4 \text{ кг}$; вага підвісної частини $P_{\Pi}=300 \text{ Н}$; кут, що визначає розміщення пружин $\tau=20^{\circ}$; коефіцієнт демпфірування $c=0,1$.

Вага виробів до моменту закінчення розгону барабана при віджиманні з рівняння 2 (вологість виробів $W= 205\%$):

$$P_{\text{ц}} = m \left(1 + \frac{W}{100} \right) \cdot g = 4 \left(1 + \frac{205}{100} \right) \cdot 9,81 = 119,6 \text{ Н}$$

Об'єм виробів до моменту закінчення розгону барабана при віджиманні з рівняння 5 (при густині сухих виробів $\rho_{\text{у}} = 1,5 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ та густини мийного розчину $\rho_{\text{р}}=1 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$)

$$V = \frac{m}{\rho_{\text{в}}} + \frac{\frac{W}{100} \cdot m}{\rho_{\text{р}}} = \frac{4}{1,5 \cdot 10^3} + \frac{\frac{205}{100} \cdot 4}{1 \cdot 10^3} = 10,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Внутрішній радіус кільця виробів

$$r_{\text{в}} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{D^2 - \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot L}} = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{0,5^2 - \frac{4 \cdot 10,8 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,26}} = 0,22 \text{ м}$$

Радіус центра ваги півкільця виробів із рівняння 4:

$$r_{\text{шв}} = \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{(r_3^3 - r_B^3)}{(r_3^2 - r_B^2)} = \frac{4}{3 \cdot \pi} \cdot \frac{\left(\frac{0,5}{2}\right)^3 - 0,22^3}{\left(\frac{0,5}{2}\right)^2 - 0,22^2} = 0,15 \text{ м}$$

Неврівноважена відцентрова сила визначається з рівняння 3:

$$P_{\text{ц}} = m \cdot \left(1 + \frac{W}{100}\right) \cdot \Omega^2 \cdot e = 4 \cdot \left(1 + \frac{205}{100}\right) \cdot 95^2 \cdot 0,08 \cdot 0,15 = 1321,3 \text{ м}$$

Максимальна сила на пружині в напрямку вертикальної осі:

$$P_p = P_n + P_B + P_{\text{ц}} = 300 + 119,6 + 1321,3 = 1740,9 \text{ м}$$

Задаємося частотою вільних коливань (щоб зменшити коефіцієнт передачі сили):

$$\omega_0 = \frac{\Omega}{4} = \frac{95}{4} = 23,5 \text{ с}^{-1}$$

Жорсткість підвіски по вертикалі

$$k_y = \frac{\omega_0^2 (P_n + P_y)}{g} = 23,5^2 \frac{300 + 119,6}{9,81} = 23645,3 \text{ м}$$

Із схеми навантаження пружини (рис. 2) максимальне розрахункове навантаження на одну пружину:

$$P_{n1} = \frac{P_p}{2 \cdot \cos \gamma} = \frac{1740,9}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 926,3 \text{ Н}$$

Жорсткість пружини

$$k_{n1} = \frac{k_y}{2 \cdot \cos^2 \gamma} = \frac{23645,3}{2 \cdot \cos^2 20^\circ} = 13388,6 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

Початкова деформація пружин, створена власною вагою підвісної маси вологих виробів:

$$f_s = \frac{P_n + P_y}{k_{n1} \cdot 2 \cdot \cos^2 \gamma} = \frac{300 + 119,6}{13388,6 \cdot 2 \cdot \cos^2 20^\circ}$$

Вибір матеріалу пружини. Вибираємо дріт сталевий вуглецевий пружинний I класу за ГОСТ 9389-60. Враховуючи важливість пружин та їх

роботу з більшим циклом зміни навантаження, приймаємо допустиме навантаження кручення $[\tau_{кр.}] = 550$ МПа.

Приймаємо індекс пружини $\varepsilon = \frac{D \cdot \omega}{d} = 8$, де D – середній діаметр пружини,

d – діаметр дроту.

Коефіцієнт, що враховує кривизну витка

$$K_0 = \frac{4 \cdot \varepsilon - 1}{4 \cdot \varepsilon - 4} = \frac{4 \cdot 8 - 1}{4 \cdot 8 - 4} = 1,11$$

Діаметр дроту

$$d_p = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{P_{n1} \cdot \varepsilon \cdot K_0}{[\tau]_{кр}}} = 1,6 \cdot \sqrt{\frac{1,11 \cdot 8 \cdot 326,3}{550 \cdot 10^6}} = 6,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Вибираємо дріт I класу діаметром $d = 6,3$ мм, ГОСТ 9389-60.

Число робочих витків пружини:

$$i_{роб} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot k_{n1} \cdot \varepsilon^3} = \frac{80000 \cdot 10^6 \cdot 6,3 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 13388,6 \cdot 8^3} = 8,9$$

Приймаємо $i_{роб} = 9$.

Основні параметри пружини:

Середній діаметр пружини $D_{cp} = 8d = 50,4$ мм.

Зовнішній діаметр пружини $D_{п} = D_{cp} + d = 50,4 + 6,3 = 56,7$ мм.

Найбільше робоче навантаження $P_{n1} = 926,3$ Н.

Початкове навантаження $P_1 = \frac{P_n + P_u}{2 \cdot \cos \gamma} = \frac{300 + 119,6}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 223,3$ Н.

Крок пружини $t = d = 6,3$ мм.

Висота пружини у вільному положенні $H = t \cdot i = 6,3 \cdot 9 = 56,7$ мм.

Висота пружини під навантаженням P_1

$$H_1 = H + \frac{P_1}{k_{n1}} = 56,7 + \frac{223,3}{13388,6} \cdot 10^3 = 73,4 \text{ мм}$$

Висота пружини під навантаженням P_{n1}

$$H_2 = H + \frac{P_{n1}}{k_{n1}} = 56,7 + \frac{926,3}{13388,6} \cdot 10^3 = 125,9 \text{ мм}$$

Параметри коливань.

Статична осадка підвісної маси під дією сили $P_{ц}$:

$$f_{cm} = \frac{P_{ц}}{k_y} = \frac{1321,3}{23645,3} = 5,59 \cdot 10^{-2}$$

Амплітуда вимушених коливань (з рівняння 11):

$$A_0 = \frac{f_{ст}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot c^2 \cdot \Omega^2}{\omega_0^4}}} = \frac{5,59 \cdot 10^{-2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{95^2}{23,5^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot 0,1^2 \cdot 95^2}{23,5^4}}} = 3,6 \cdot 10^{-3}$$

Коефіцієнт динамічного підсилення (з рівняння 12):

$$\beta = \frac{A_0}{f_{ст}} = \frac{3,6 \cdot 10^{-3}}{5,59 \cdot 10^{-2}} = 0,064$$

Динамічна сила, що передається на основу машин (з рівняння 13):

$$P_0 = \frac{P_{ц} \sqrt{1 + \frac{4 \cdot c^2 \cdot \Omega^2}{\omega_0^4}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\Omega^2}{\omega_0^2}\right)^2 + \frac{4 \cdot c^2 \cdot \Omega^2}{\omega_0^4}}} = \frac{1321,3 \sqrt{1 + \frac{4 \cdot 0,1^2 \cdot 95^2}{23,5^4}}}{\sqrt{\left(1 - \frac{95^2}{23,5^4}\right)^2 + \frac{4 \cdot 0,1^2 \cdot 95^2}{23,5^4}}} = 86,2 \text{ Н}$$

Коефіцієнт передачі сили:

$$\beta_{hc} = \frac{P_0}{P_{ц}} = \frac{86,2}{1321,3} = 0,065$$

Розрахункові параметри коливань показують, що робота вибраної пружної підвіски достатньо ефективна.

1.8. Особливості розрахунку та конструювання барабанів сушильних машин

Сушильні барабанні машини по своєму конструктивному устрою аналогічні пральним машинам з фронтальним завантаженням, тільки в них замість миючих розчинів подають гаряче повітря. Вміст сушильних барабанів доходить до 25 дм³ на 1 кг сухих виробів. Колова швидкість барабана складає 2,2...2,3 м/с. Швидкість руху повітря по повітроводу 4...6 м/с. Місткість барабана становить:

$$V_{\sigma} = m_z \cdot v_0 \cdot k, \quad (2.60)$$

де m_3 – маса завантаження;

ν_0 – питомий вміст $(16...25) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг}$;

k – коефіцієнт, що враховує об'єм гребенів ($k = 1,02...1,06$).

Залежно від руху повітря через вироби сушильні машини діляться на машини з подачею повітря зверху вниз, знизу вверх та в кільце білизни.

По принципу роботи сушильні машини барабанного типу можна поділити на машини з системою однократного використання гарячого повітря та замкнутою системою циркуляції повітря.

Розрахунок потрібної кількості повітря та кількості вологи, що видаляється з білизни, розглядається в спеціальній літературі.

Тривалість сушки бавовняних виробів складає приблизно 30 хв. Температура гарячого повітря – $90...100 \text{ }^\circ\text{C}$, відпрацьованого – $40...50 \text{ }^\circ\text{C}$. Початкова вологість виробів не вища за $30...40 \%$.

Найбільшу потужність споживає барабан в початковий період, коли вироби ще недостатньо розподілені по внутрішній поверхні барабана і займають при цьому положення циліндричного сегмента, у якого центр тяжіння зміщений відносно осі обертання (рис. 2.12).

Тому визначення корисного опору відбувається аналогічно режиму прання з $\beta \approx 75$. В наступний період центр тяжіння зміщується ближче до центру барабана внаслідок розподілення білизни по обичайці барабана і споживана потужність зменшується.

Оптимальна частота обертання барабана визначається з фактору розділення, який становить приблизно 1,06:

$$\Phi = \frac{P_u}{mg} = 1,06 \quad (2.61)$$

Якщо $P_{ц} = \omega^2 R_{cp} m$, то:

$$\frac{\omega^2 R_{cp} m}{mg} = 1,06 \text{ і } \omega = \sqrt{\frac{1,06 \cdot g}{R_{cp}}} \quad (2.62)$$

де R_{cp} – середній радіус розподілення виробів.

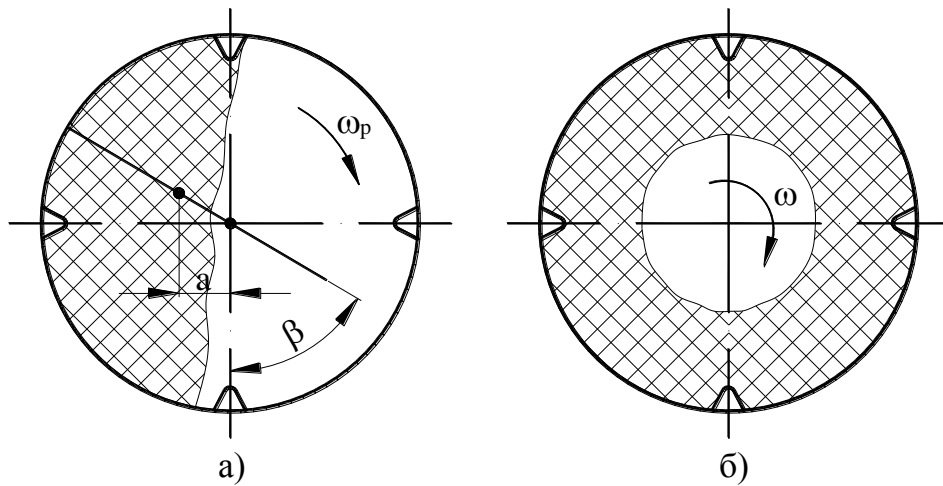


Рис. 2.12. Схема положення виробів при обертанні барабана сушильної машини: а) – в період розгону; б) – в усталеному русі.

В кінці сушки споживана потужність знижується далі за рахунок зменшення маси висушених виробів.

Шкідливі опори при обертанні сушильного барабана складаються з опорів, обумовлених, тертям в опорах та тертям стінок барабана об повітря.

Момент опорів від тертя стінок барабана об повітря враховують поправочним коефіцієнтом ($k_c = 1,2$) до загальної потужності, що споживається барабаном.

Таким чином, потужність в початковий момент (до розподілення білизни по стінці барабана) дорівнює:

$$P_{\sigma} = k_c (P_{кор} + P_T), \quad (2.63)$$

де $P_{кор}$ – потужність на подолання корисних опорів;

P_T – потужність на подолання тертя в опорах.

Питання для самоконтролю

1. Корисні та шкідливі навантаження в барабанних пральних машинах при пранні.
2. Навантаження в барабанній пральній машині при пуску.

3. Потужність приводу барабанної пральної машини в процесі прання та віджиму.
4. Розрахункові схеми валів барабанних пральних машин, особливості їх розрахунку.
5. Розрахунок обичайки барабана пральної машини.
6. Розрахунок стінки барабана пральної машини.
7. Розрахунок з'єднання фланця вала барабана зі стінкою барабана.

Глава 2. РОЗРАХУНКИ ТА КОНСТРУЮВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ВІДЖИМНИХ МАШИН ТА ПРИСТРОЇВ

До віджимних пристроїв побутових машин відносяться пристрої для віджимання білизни, а також пристрої для віджимання соку в кухонних машинах.

Віджим білизни виконують центрифугуванням, валками; віджим соку – центрифугуванням або за допомогою шнекових насадок.

2.1.Центрифугування в побутових машинах

За допомогою центрифугування вологість білизни на операції віджима в барабанних ПМА знижується до 50...65 %, у вбудованих в ПМН центрифугах, вкладних або самостійно функціонуючих – до 50 %.

Дослідження працездатності центрифуг, проведені у ВНДКІЕМП, показали наступні залежності вологості білизни від частоти обертання та тривалості центрифугування (рис. 2.13).

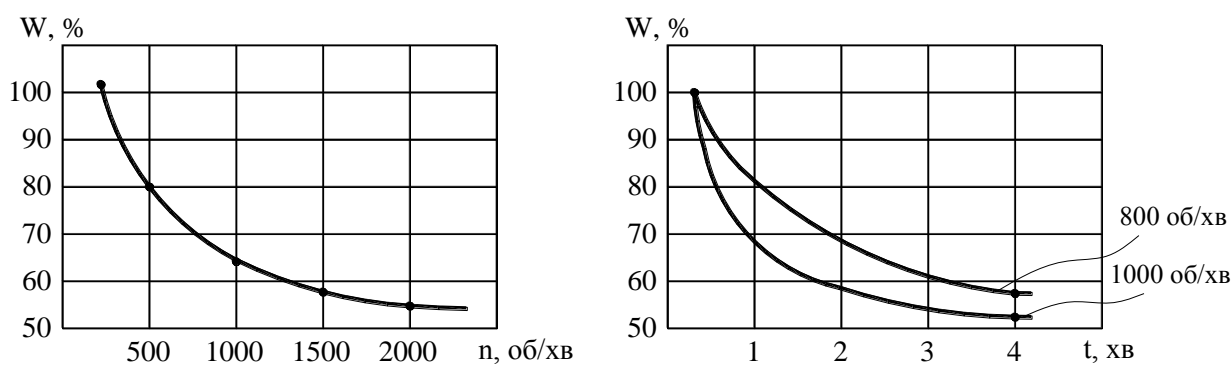


Рис. 2.13. Графіки залежності вологості білизни:

а) від частоти обертання; б) – від часу роботи.

Як випливає з графіків, процес віджимання завершується через 3...4 хвилини. Досліди показали, що швидкість, вища за 2800...3000 об/хв мало впливає на кінцеву вологість виробів. Мало впливає на вологість також площа перфорації ротору.

При швидкості вищій за 3000 об/хв з'являється зім'ятість тканини, що ускладнює процес прасування.

Центрифуги, що використовуються в побутовій техніці, діляться на фільтрувальні та осаджувальні. Серед центрифуг для білизни є фільтрувальні та осаджувальні, всі соковижималки – фільтрувальні.

Фільтрувальні центрифуги мають перфоровані ротори, а осаджувальні – суцільні. Суцільні ротори центрифуг для віджимання білизни мають у днищі отвори для зливу води.

Ротори по формі можуть бути циліндричними, конічними, комбінованими. Конічна форма викликає зміщення завантаження уздовж твірної.

В центрифугах для білизни – це зміщення до днища, в соковижималках – від днища догори.

Мінімальний кут нахилу твірної конуса, кут α , що забезпечує пересування білизни на роторі, можна визначити з умови рівноваги матеріальної точки, яка представляє завантаження, на робочій поверхні ротора.

2.1.1. Визначення кута нахилу твірної конічного ротора центрифуги

Для визначення умов, при яких буде відбуватися зсув білизни в конічному роторі побутової центрифуги, розглянемо умову рівноваги матеріальної точки на конічній поверхні (рис. 2.14).

Діючі сили:

- відцентрова сила – $P_g = m\omega^2 R$,
- сила ваги – $G = mg$,
- сила тертя – $F_T = Nf = (P_g \cdot \cos \alpha - G \cdot \sin \alpha) \cdot f = m \cdot (\omega^2 \cdot R \cdot \cos \alpha - g \cdot \sin \alpha) \cdot f$,
- нормальна сила на матеріальну точку з боку стінки ротора – N .

Умова рівноваги в проекції сил на твірну конічної поверхні:

$$P_g \cdot \sin \alpha + G \cdot \cos \alpha = F_T. \quad (2.64)$$

Підставимо значення сил:

$$m(\omega^2 R \sin \alpha + g \cos \alpha) = m(\omega^2 R \cos \alpha - g \sin \alpha) f. \quad (2.65)$$

Проведемо перетворення та розв'яжемо рівняння відносно кута α :

$$\omega^2 R \operatorname{tg} \alpha + g = (\omega^2 R - g \operatorname{tg} \alpha) f \Rightarrow (\omega^2 R + g \cdot f) \operatorname{tg} \alpha = \omega^2 R \cdot f - g \Rightarrow \operatorname{tg} \alpha = \frac{\omega^2 R \cdot f - g}{\omega^2 R + g \cdot f}$$

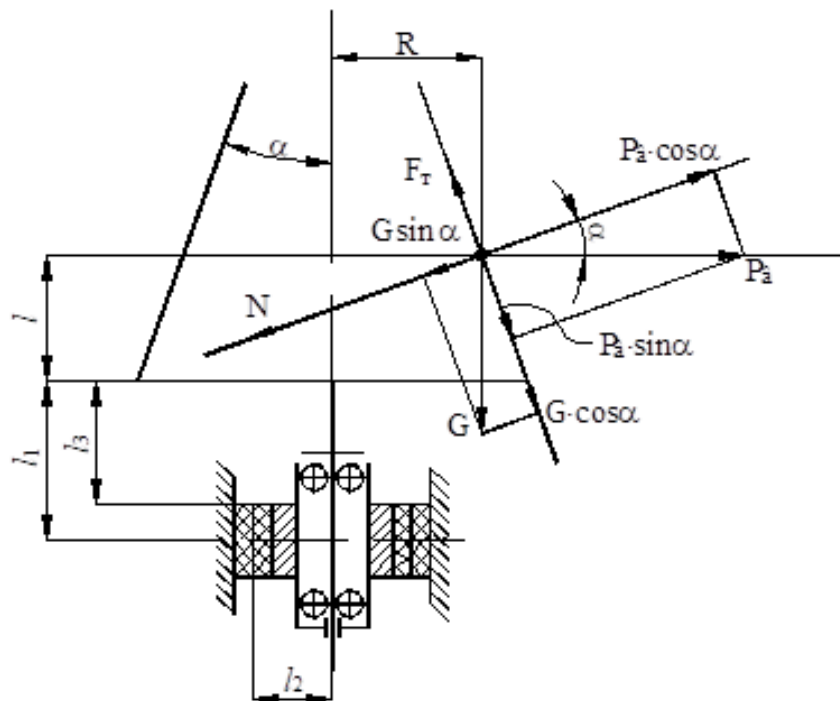


Рис. 2.14. Схема сил, що діють на білизну в роторі побутової центрифуги

Поділимо чисельник та знаменник правої частини на g та візьмемо до уваги, що $\frac{\omega^2 R}{g} = \Phi$ (фактор розділення). Тоді

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\Phi \cdot f - 1}{\Phi + f} = \frac{f - \frac{1}{\Phi}}{1 + \frac{f}{\Phi}}. \quad (2.66)$$

Для побутових центрифуг $\Phi = 600 \dots 1000$, а коефіцієнт тертя $f \cong 0,2 \dots 0,3$, тобто $f \gg \frac{1}{\Phi}$, а $\frac{f}{\Phi} \ll 1$. З цього випливає

$$\operatorname{tg} \alpha = f \quad (2.67)$$

або

$$\alpha = \rho,$$

де $\rho = \operatorname{arctg} f$ – кут тертя.

При $\operatorname{tg} \alpha > f$ білизна пересуватиметься вниз.

Таким чином, для забезпечення утримання білизни на стінці або зсуву її по стінці до днища (де ефективність віджимання більша), необхідно виконання умови

$$\alpha \geq \rho. \quad (2.68)$$

Аналогічну умову маємо також і для конічних роторів соковижималок автоматичної дії. В цьому випадку забезпечується, при роботі соковижималки, автоматичне викидання мезги.

Зважаючи на те, що коефіцієнт тертя осадку (відповідно і кут тертя) збільшується по мірі зміщення осадку від основи ротора до зони вивантаження, доцільно було б, для створення оптимальних умов видалення мезги, виконати твірну ротора у вигляді кривої (рис. 2.15), характер якої визначається залежністю $\alpha(R, h)$.

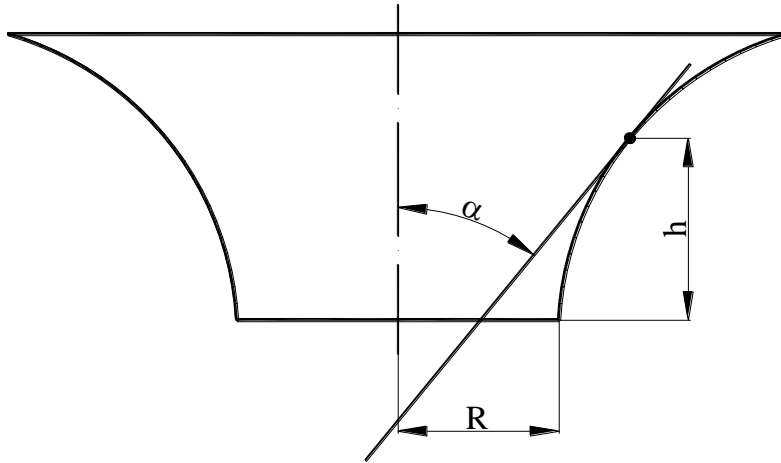


Рис. 2.15. Принципова форма твірної для ротору автоматичної соковижималки

2.1.2. Розвантаження циліндричних роторів побутових соковижималок

Розвантаження циліндричних роторів соковижималок відбувається примусово, за допомогою похилих лопаток скидача, що підводяться до стінки ротора при надмірному накопиченні мезги в роторі (рис. 2.16).

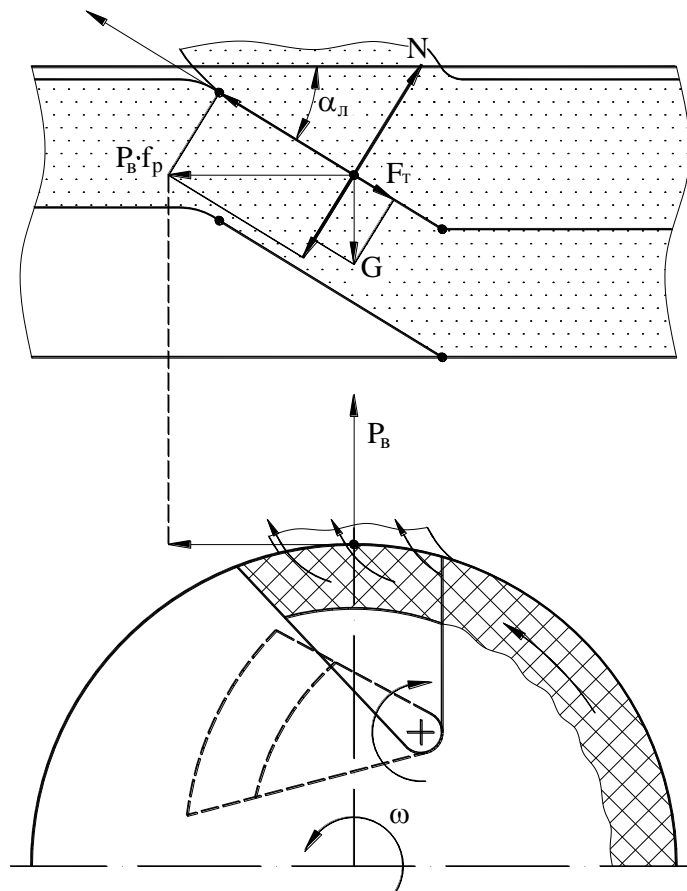


Рис. 2.16. Схема дії лопаткового скидача соковижималки з циліндричним ротором

Ефективність роботи скидача буде тим більшою, чим більшим буде кут α_l , але надмірна величина його приведе не до викидання мезги з ротора, а просто до її затримання лопатками в роторі.

Максимально можливе значення кута α_l визначається кутом тертя мезги по лопатці скидача:

$$\alpha_l \leq \rho_l, \quad (2.69)$$

де $\rho_l = \arctg fl$ – кут тертя мезги по лопатці, а fl – коефіцієнт тертя мезги по лопатці.

2.1.3. Параметри, що визначають ефективність роботи фільтрувальних центрифуг.

Процес фільтрації (рис. 2.17) може бути описаний рівнянням, що називають диференційним рівнянням фільтрації.

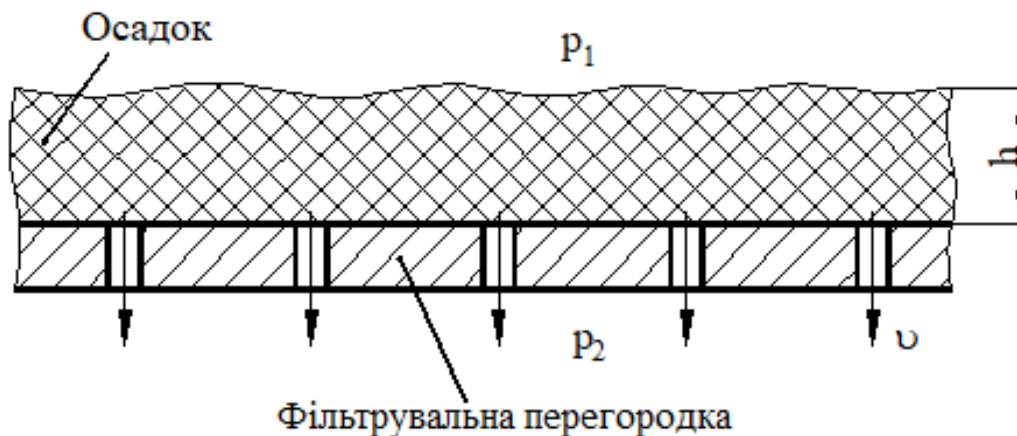


Рис. 2.17. Схема до процесу фільтрації

$$v = \frac{dQ}{S \cdot d\tau} = \frac{\Delta p}{\mu \cdot R}, \quad (2.70)$$

де v – швидкість фільтрату;

Q – об'єм фільтрату;

S – площа фільтруючої перегородки;

τ – час фільтрації;

$\Delta p = p_1 - p_2$ – перепад тиску на фільтрувальній перегородці;

μ – динамічна в'язкість фільтрату;

$R = R_\phi + R_o$ – гідравлічний опір фільтрувального середовища, що складається з гідравлічного опору фільтруючої перегородки R_ϕ та гідравлічного опору осадку R_o .

$$\text{При } R_\phi = \text{const } R_o = r_o \cdot h = r_o \cdot \frac{V_o}{S} = r_o \cdot \frac{x_o \cdot Q}{S}.$$

Тут r_o – питомий гідравлічний опір осадка;

h – висота осадка;

V_o – об'єм осадка;

$x_o = \frac{V_o}{Q}$ – питомий об'єм осадка.

Одним із показників, якими оцінюють рівень конструкції соковижималки, є ефективність віджимання:

$$E = \frac{Q}{m}, \quad (2.71)$$

де m – початкова маса продукту.

Перетворимо диференціальне рівняння фільтрації (2.70) підстановкою значення R_o та розділимо змінні:

$$\mu \left(R_\phi + r_o x_o \frac{Q}{S} \right) \cdot dQ = \Delta p \cdot S \cdot d\tau. \quad (2.72)$$

Інтегруванням отримаємо (при $\Delta p = \text{const}$):

$$\mu \cdot R_\phi \cdot Q + \mu \cdot r_o \cdot x_o \frac{Q^2}{2S} = \Delta p \cdot S \cdot \tau. \quad (2.73)$$

Отримане рівняння являє собою при $\Delta p = \text{const}$ рівняння параболи (рис. 2.18).

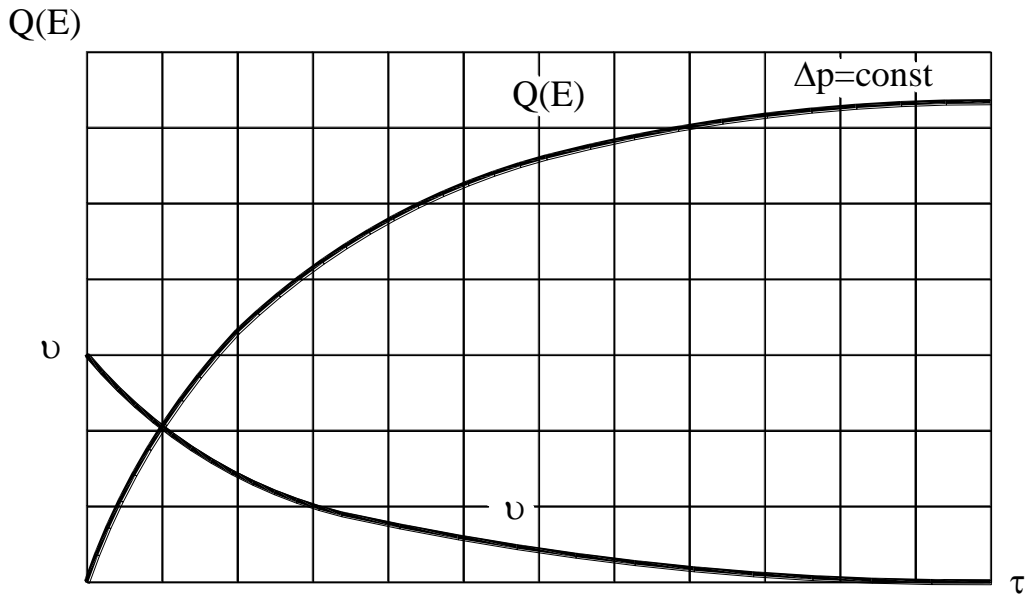


Рис. 2.18. Графік фільтрації при $\Delta p = const$

Аналізуючи криву фільтрації бачимо, що з часом в умовах $\Delta p = const$ зростання ефективності фільтрації гальмується.

Якщо продиференціювати криву фільтрації, отримаємо графік швидкості виходу фільтрата, який свідчить про зменшення швидкості виходу фільтрата з часом.

Для забезпечення лінійного збільшення об'єму фільтрату необхідно забезпечити відповідне збільшення Δp . В цьому випадку (в умовах $v = const$) рівняння фільтрації має вигляд:

$$v = \frac{dQ}{S \cdot d\tau} = \frac{Q}{S \cdot \tau} = \frac{\Delta p}{\mu(R_\phi + R_o)} \quad (2.74)$$

Після підстановок та перетворень:

$$\mu \cdot \left(R_\phi + r_o \cdot x_o \frac{Q}{S} \right) \cdot Q = \Delta p \cdot S \cdot \tau \Rightarrow \mu \cdot R_\phi \cdot Q + \mu \cdot r_o \cdot x_o \frac{Q^2}{S} = \Delta p \cdot S \cdot \tau;$$

$$\Delta p = \frac{\mu \cdot R_\phi \cdot Q}{S \cdot \tau} + \frac{\mu \cdot r_o \cdot x_o \cdot Q^2}{S^2 \cdot \tau} = \mu \cdot R_\phi \cdot v + \mu \cdot r_o \cdot x_o \cdot v^2 \cdot \tau. \quad (2.75)$$

Останнє рівняння представляє собою закон, за яким має змінюватись перепад тиску з ціллю підтримання постійної швидкості фільтрації. Воно водночас є рівнянням прямої (рис. 2.19).

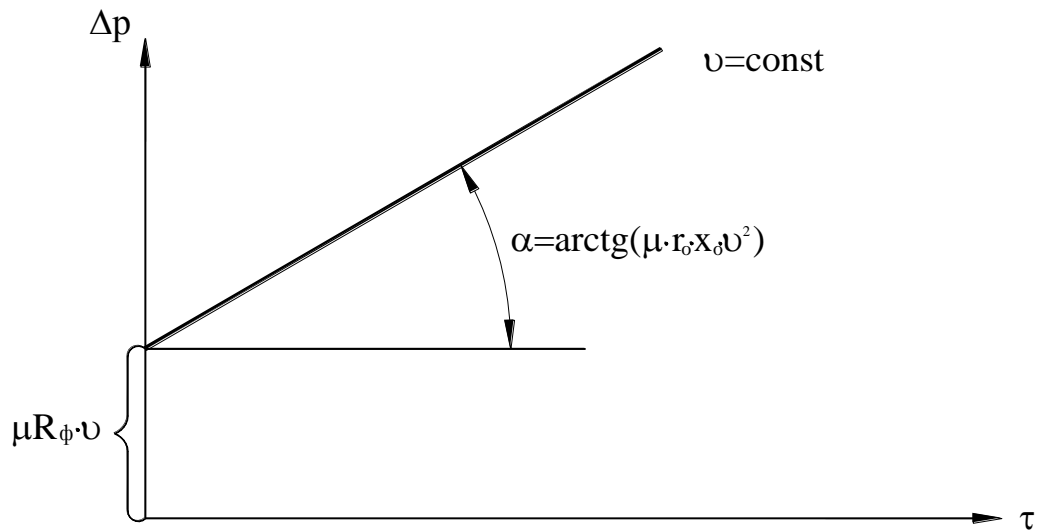


Рис. 2.19. Графік фільтрації за умови $v = const$

Таким чином, видно, що в фільтрувальних центрифугах та в соковижималках відцентрової дії з часом швидкість фільтрування падає завдяки збільшенню R_o .

В соковижималках відцентрової дії для підтримання приблизно постійної швидкості фільтрування (віджимання) забезпечують або безперервне, або періодичне видалення з ротору мезги.

2.1.4. Розрахунок ротору центрифуги.

Ротори центрифуг можуть бути виконані з нержавіючої сталі (типу X18H9), конструкційної сталі з покриттям, дюралюмінію, полімерів (частіше армованих). Побутові центрифуги зазвичай одноопорні (рис. 2.20).

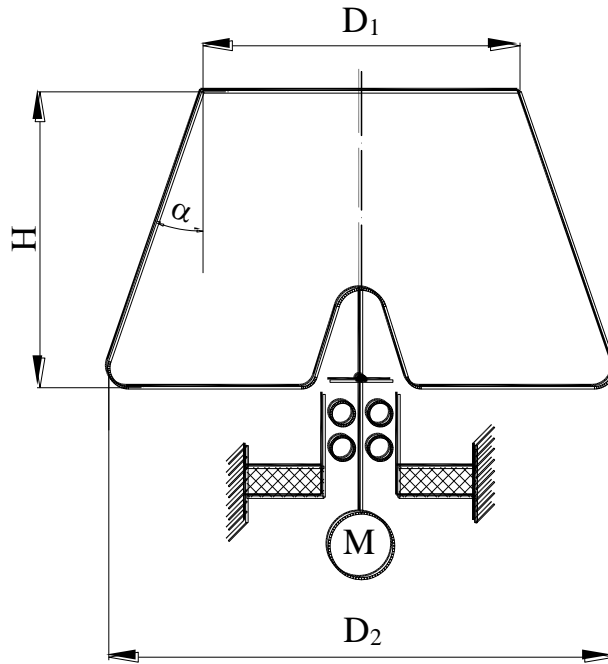


Рис. 2.20. Схема одноопорної центрифуги

Корисна місткість ротору:

$$V_p = V_n \cdot m_3 \quad (2.76)$$

де V_n – питома місткість (5...6 дм³/кг);

m_3 – маса завантаження.

Обичайка може бути перфорованою або суцільною. В останньому випадку стік рідини відбувається через отвори в днищі. Обичайка ротору навантажена відцентровими силами, що розтягують обичайку та намагаються її розірвати.

Навантаження складається з відцентрових сил від маси ротору та завантаження, а також з невіршованої відцентрової сили, що викликана нерівномірною розкладкою білизни в роторі. Для циліндричних роторів методика розрахунку обичайки ротору на міцність повністю відповідає методиці розрахунку обичайки барабана пральної машини.

Для конічних та комбінованих роторів на першому етапі розрахунків можна вести розрахунок ротора по максимальному діаметру.

При більш точному розрахунку необхідно враховувати конусність ротору, що визначається кутом α . В цьому випадку товщину стінки рекомендують визначати за рівнянням:

$$\delta = \frac{R}{2 \cos \alpha} \frac{\lambda \cdot \sigma_o \cdot \psi}{([\sigma] \cdot k_o - \sigma_o)}, \quad (2.77)$$

де R – максимальний радіус обичайки;

σ_o – напруга розтягу в обичайці від відцентрових сил, викликаних масою обичайки;

$\lambda = \rho_3 / \rho_m$; ρ_3 – густина завантаження, ρ_m – густина матеріалу стінок;

ψ – коефіцієнт заповнення ротору: $\psi = (R^2 - R_{\text{вн}}^2) / R^2$ ($R_{\text{вн}}$ – внутрішній радіус кільця завантаження);

k_o – коефіцієнт перфорації: $k_o = (t - d) / t$ (t – крок отворів, d – діаметр отворів).

У відповідальних випадках перевіряють напруги в місці з'єднання обичайки з днищем. При цьому враховують, що в процесі роботи на кільцеву частину обичайки діє реакція днища у вигляді поперечної сили та момента згину, які намагаються прогнути обичайку в середину. Напруги згину та зсуву, що виникають в місці з'єднання циліндричної обичайки з днищем визначаються з таких рівнянь:

$$\sigma_{\max} = \frac{6 \cdot m_l}{\delta^2} \quad (2.78)$$

де m_l та p_l – відповідно, інтенсивності крайового моменту та поперечної сили

$$(m_l = \frac{M_0}{2\pi R}; p_l = \frac{Q}{2\pi R});$$

R – серединний радіус стику;

δ – товщина обичайки.

Значення m_e та p_e визначаються з рівнянь:

$$\begin{aligned}
 m_l &= 2\beta^2 \cdot C_3 \cdot \Delta; \\
 p_l &= 4\beta^3 \cdot C_3 \cdot \Delta,
 \end{aligned}
 \tag{2.79}$$

де $\beta = \sqrt[4]{\frac{3 \cdot (1 - \mu^2)}{\delta^2 \cdot R^2}}$ (μ – коефіцієнт Пуассона);

$$C_3 = \frac{E \cdot \delta^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)} - \text{згинна циліндрична жорсткість, Н·м};$$

$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2$ – сумарна радіальна деформація обичайки, м;

$\Delta_1 = \rho \omega^2 R^3 / E$ – деформація обичайки відцентровою силою, що викликана масою обичайки (ρ – густина матеріалу обичайки);

$\Delta_2 = \rho_3 \omega^2 (R^2 - R_g^2) \cdot R^2 / 2E \delta_3$ – деформація обичайки відцентровою силою від маси завантаження (ρ_3 – густина завантаження, R та R_g – радіуси кільця завантаження, δ_3 – товщина шару завантаження).

2.1.5. Розрахунок потужності центрифуги

Споживана потужність різна в період пуску та в період усталеного руху. При пуску потужність витрачається на розгін обичайки, маси завантаження та на подолання опорів в підшипниках і на тертя ротора об повітря. Останнім при розрахунку побутових центрифуг нехтують.

На розгін ротора витрачається енергія [2]:

$$U_p = \int_0^{\omega} M_{\partial} \cdot d\varphi = \int_0^{\omega} J \cdot \frac{d\omega}{dt} \cdot \omega \cdot dt = \int_0^{\omega} J\omega \cdot d\omega = (J_p + J_{\partial\partial} + J_m) \frac{\omega^2}{2}, \tag{2.80}$$

де J_p – момент інерції ротора;

$J_{\partial\partial}$ – момент інерції ротора двигуна;

J_m – момент інерції муфти.

На розгін маси завантаження з врахуванням зміни радіуса центра мас завантаження витрачається енергія:

$$U_3 \cong 0,375 \cdot \frac{J_3 \cdot \omega^2}{2}, \quad (2.81)$$

де

$$J_3 = m_3 \cdot e^2, \quad e \cong 0,08 \cdot r_{ц.м.}, \quad r_{ц.м.} = \frac{4}{3\pi} \cdot \left(\frac{R^3 - R_{вн}^3}{R^2 - R_{вн}^2} \right).$$

За сумарними витратами енергії на подолання інерції знаходимо необхідну потужність:

$$P_{ин} = \frac{U_p + U_3}{\tau_n}, \quad (2.82)$$

де τ_n – час пуску (при проектних розрахунках можна приймати 10...20 с).

Потужність на подолання сил тертя в опорах підшипників орієнтовно дорівнює:

$$P_T = (m_p + m_3 + m_{дв} + m_m) \cdot g \cdot r \cdot f \cdot \omega, \quad (2.83)$$

де r – радіус цапфи вала під підшипниками;

f – коефіцієнт тертя в підшипниках.

Остаточно, пускова потужність:

$$P_n = P_{ин} + P_T. \quad (2.84)$$

При віджиманні в усталеному режимі споживана потужність залежить лише від сил тертя в підшипниках, внаслідок чого

$$P_в \cong P_T. \quad (2.85)$$

Двигун підбирають по пусковій потужності з наступною перевіркою на нагрів. Для такої перевірки необхідні випробування з ціллю отримання залежності зміни $M_{ст}$ в часі, за якою знаходять середнє значення $M_{ср}$ і далі необхідну потужність двигуна:

$$P_{дв} = (1,1...1,3) \cdot M_{ср} \cdot \omega. \quad (2.86)$$

Коефіцієнт тим більший, чим більші коливання навантаження. Підібраний по $P_{дв}$ двигун має M_{max} , з врахуванням якого можна перевірити час пуску.

Час запуску центрифуги не повинен перевищувати 10...20 с. Час періоду гальмування для попередження механічних травм – не більше 5...15 с.

Для визначення допустимої кількості запусків за 1 годину з умови гранично допустимого нагріву обмоток двигуна необхідно перевірити τ_n та τ_r .

Аналітично це зробити складно. Необхідні параметри отримують експериментально, використовуючи рівняння:

$$M_{in} = M_{дин} = J \cdot \frac{\Delta\omega}{\Delta\tau}, \quad (2.87)$$

з якого маємо

$$\Delta\tau = \frac{J \cdot \Delta\omega}{M_{дин}}. \quad (2.88)$$

Сумарний момент інерції $J(\omega)$ та $M_{дин}$ визначають експериментально, поетапно, за рівні проміжки $\Delta\omega$ (рис. 2.21), що дає змогу розрахувати часові проміжки $\Delta\tau_i$, за допомогою яких знаходять τ_n :

$$\tau_n = \sum_1^m \Delta\tau_i. \quad (2.89)$$

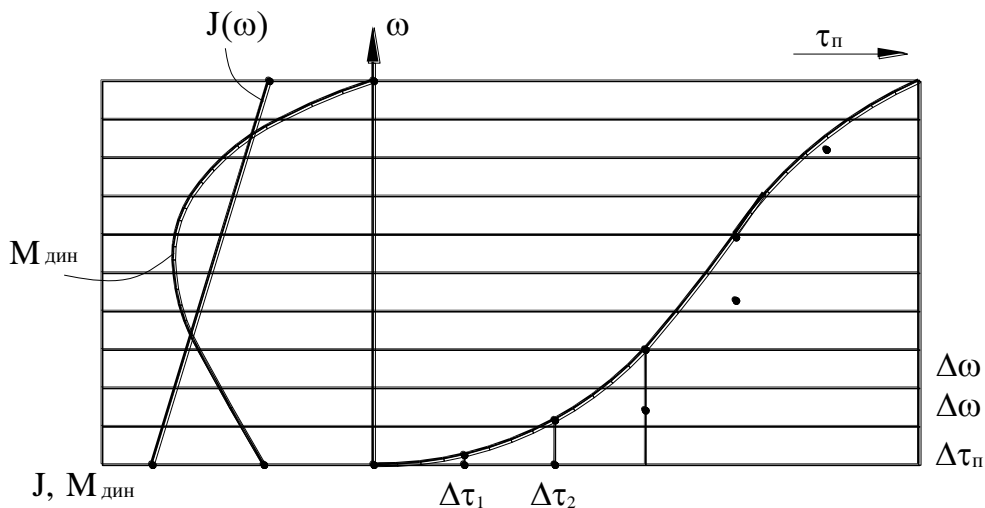


Рис. 2.21. Графічне зображення послідовності визначення τ_n .

2.1.6. Розрахунок вала одноопорної центрифуги

Вали центрифуг працюють на згинання та кручення. Ці деформації викликані моментом згину від незрівноважених відцентрових сил, гіроскопічним моментом та моментом кручення. Якщо знехтувати гіроскопічним моментом, то

$$M_{екв} = \sqrt{M_{зг}^2 + T}, \quad (2.90)$$

де

$$M_{зг} = m_3 \cdot \omega^2 \cdot e \cdot l, \quad (2.91)$$

де l – відстань від центра неврівноваженої маси до опори вала (рис. 2.10).

$$T \cong \frac{P_n}{\omega}. \quad (2.92)$$

Діаметр вала в опорі знаходимо:

$$d \cong 3 \sqrt{\frac{M_{екв}}{0,1 \cdot [\sigma]_{зг}}}. \quad (2.93)$$

Після цього виконується конструктивна компоновка вузла вала, при необхідності виконується перевірка по запасу міцності.

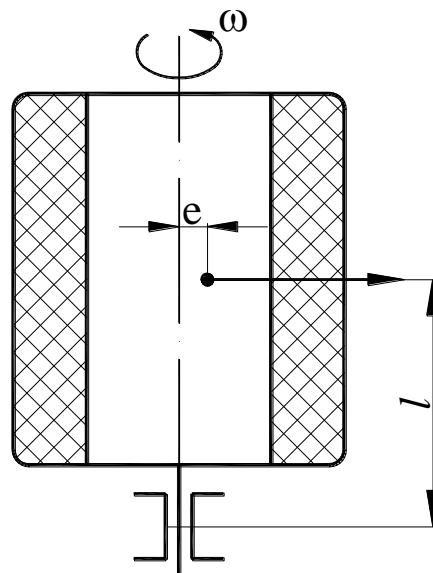


Рис. 2.22. Схема навантаження вала центрифуги.

Приклад. Визначити розміри конічного ротора побутової центрифуги, який насаджено на вал, підібрати двигун та перевірити вал на міцність, виконати ескізну компоновку складального вузла ротор-двигун.

Вихідні дані: маса сухої білизни $m_c = 1$ кг. Матеріал ротора – сталь Х18Н9.

Розв'язання

Складаємо розрахункову схему (рис. 1).

Визначаємо необхідний об'єм ротора (при питомій місткості $V_{\pi} = 6$ дм³/кг):

$$V_p = m_c V_{\pi} = 1 \cdot 6 = 6 \text{ дм}^3$$

Кут нахилу твірної ротора

$$\alpha \geq \rho,$$

де $\rho = \arctg f$ – кут тертя.

Приймаємо коефіцієнт тертя мокрої білизни по ротору $f = 0,1$. Тоді

$$\rho = \arctg 0,1 \approx 6^\circ$$

та приймаємо $\alpha = 7^\circ$.

Розміри ротора визначаємо з рівняння для зрізаного конуса:

$$V_p = \frac{H}{12} \cdot \pi (D_2^2 + D_1^2 + D_2 D_1) = \frac{\pi \cdot (D_2^3 - D_1^3)}{24 \cdot \tg \alpha}$$

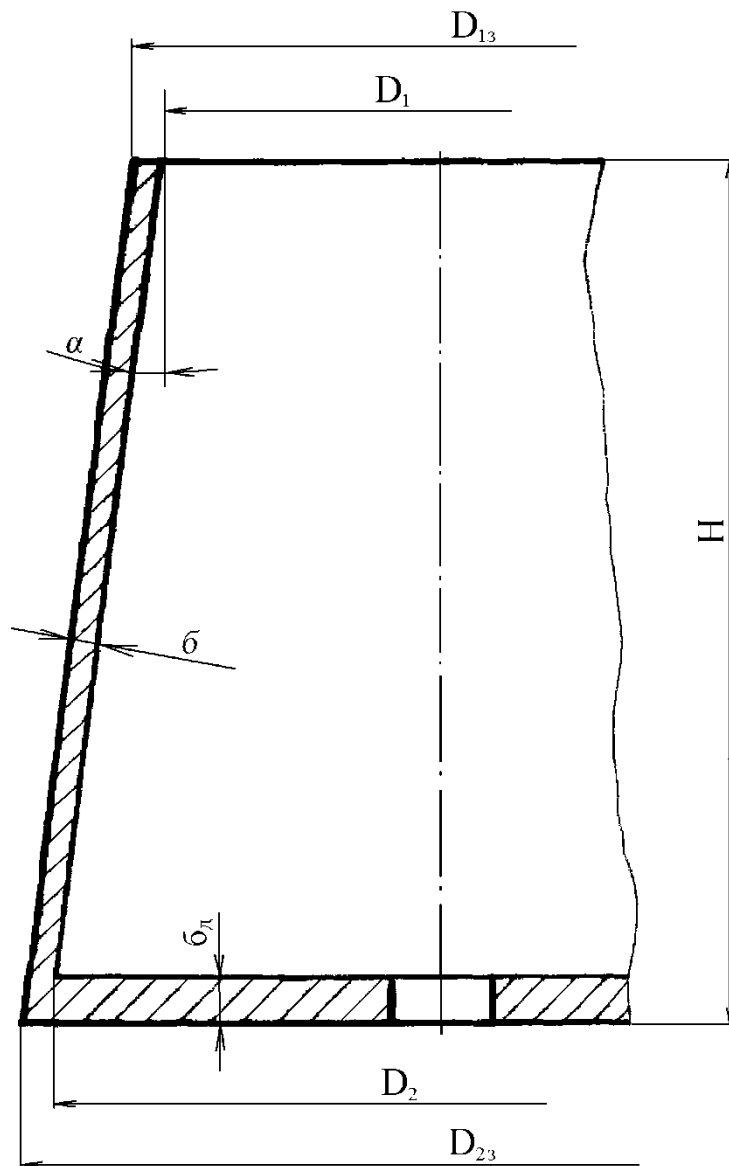


Рис. 1. Схема конічного ротора

Для зручності завантаження ротора білизною приймаємо $D_1=200\text{мм}$. Тоді:

$$D_2 = \sqrt[3]{\frac{24 \cdot \text{tg} \alpha}{\pi} V_p + D_1^3} = \sqrt[3]{\frac{24 \cdot 0,11}{3,14} 6 \cdot 10^{-3} + 2^3} = 0,236 \text{ м}$$

Приймаємо $D_2 = 236 \text{ мм}$.

Висота ротора

$$H = \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot \text{tg} \alpha} = \frac{0,236 - 0,2}{2 \cdot \text{tg} 7^\circ} = 0,163 \text{ м}$$

Приймаємо $H=165 \text{ мм}$.

Вибираємо частоту обертання ротора $n=2700$ об/хв та перевіряємо фактор розділення, який має бути не нижче 600

$$\Phi = \frac{\omega^2 R_{cp}}{g} = \frac{(\pi \cdot n)^2 \left(\frac{D_1 + D_2}{4} \right)}{30^2 \cdot g} = \frac{(3,14 \cdot 2700)^2 \frac{(200 + 236) \cdot 10^{-3}}{4}}{30^2 \cdot 9,8} = 888$$

Знайдене значення Φ свідчить про прийнятну швидкість ротора.

Товщина стінки ротора (без урахування крайового ефекта)

$$\delta = \frac{R_2}{2 \cdot \cos \alpha} \frac{\lambda \cdot \sigma_0 \cdot \psi}{[\sigma] \cdot k_0 - \sigma_0} = \frac{118 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot \cos 7^\circ} \cdot \frac{0,56 \cdot 10,3 \cdot 10^6 \cdot 0,27}{16 \cdot 10^6 \cdot 1 - 10,3 \cdot 10^6} = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 1,6 \text{ мм}$$

Приймаємо $\delta = 2$ мм.

Складові рівняння:

$$R_2 = \frac{D_2}{2} = \frac{236}{2} = 118 \text{ мм}; R_1 = \frac{D_1}{2} = \frac{200}{2} = 100 \text{ мм};$$

$$\lambda = \frac{\rho_v}{\rho_{ал}} = \frac{1,5}{2,7} = 0,56, \text{ де } \rho_v = 1,5 \text{ г/см}^3 \text{ - густина зволожених виробів};$$

$\rho_{ал} = 2,7 \text{ г/см}^3$ - густина алюмінієвого сплаву АК - 6;

$$\psi = \frac{R_2^2 - R_{вн}^2}{R_2^2} = \frac{118^2 - 101^2}{118^2} = 0,27 \text{ - коефіцієнт заповнення ротора};$$

$$R_{вн} = \sqrt{\frac{V_p - V_v}{\pi \cdot H}} = \sqrt{\frac{6 - 0,67}{\pi \cdot 1,65}} = 1,01 \text{ дм} = 101 \text{ мм} \text{ - внутрішній радіус кільця виробів};$$

$$V_v = \frac{m_v}{\rho_v} = \frac{1}{1,5} = 0,67 \text{ дм}^3 \text{ - об'єм виробів в роторі};$$

$k_0 = 1$ - коефіцієнт перфорації суцільної стінки ротора;

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{cp}}{[n]} = \frac{80}{5} = 16 \text{ МПа} \text{ - допустима кільцева напруга матеріалу обичайки},$$

де σ_{cp} - напруга міцності сплаву Ал2; $[n]$ - запас міцності.

$$\sigma_0 = R_{cp}^2 \cdot \omega^2 \cdot \rho_{ал} = 0,109^2 \cdot 282,6^2 \cdot 2,7 \cdot 10^3 = 2564492,9 \cdot \text{Па} \approx 2,6 \text{ МПа},$$

$$\text{де } R_{cp} = \frac{R_1 + R_2}{2} = \frac{100 + 118}{2} = 109 \text{ мм} \text{ - середній радіус ротора};$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2700}{30} = 282,6 \cdot c^{-1} \text{ - кутова швидкість ротора.}$$

На підставі розрахунків приймаємо: (рис. 2)

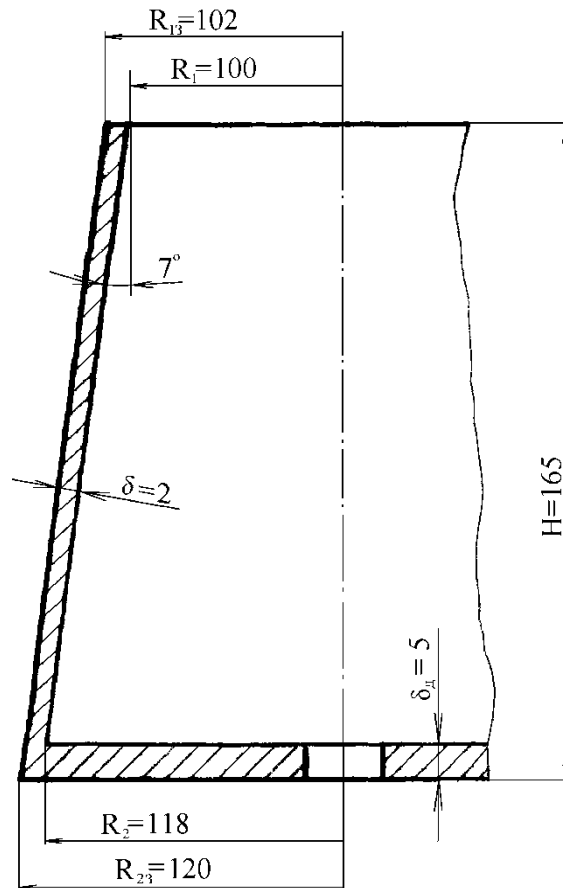


Рис. 2. Конструкція конічного ротора

Розраховуємо вал центрифуги.

Орієнтовно діаметр вала можна визначити з крутного моменту. Максимальний крутний момент діє на вал в період пуску, тому спочатку визначаємо відповідні навантаження.

Момент інерції ротора центрифуги

$$I_p = I_{об} + I_{дн} = 7,58 \cdot 10^{-3} + 4,44 \cdot 10^{-3} = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ кг м}^2,$$

де $I_{об}$ – момент інерції обичайки,

$I_{дн}$ – момент інерції днища.

Момент інерції обичайки можна вирахувати як різницю моментів інерції зрізаних конусів $I_{обз}$ та $I_{обвн}$, що утворені зовнішніми та внутрішніми радіусами.

$$\begin{aligned}
I_{об} &= I_{обз} - I_{обвн} = 0,1 \cdot \rho_{ал} \cdot \pi \cdot H \left(R_{2з}^4 + R_{1з} \frac{R_{2з}^4 - R_{1з}^4}{R_{2з} - R_{1з}} - R_2^4 - R_1 \frac{R_2^4 - R_1^4}{R_2 - R_1} \right) = \\
&= 0,1 \cdot 2,73 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 0,165 \left((0,12^4 + 0,102 \frac{0,12^4 - 0,102^4}{0,12 - 0,102}) - 0,118^4 - 0,1 \frac{0,118^4 - 0,1^4}{0,118 - 0,1} \right) \\
&= 7,58 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2
\end{aligned}$$

Момент інерції днища:

$$I_{дн} = 0,5 \cdot \rho_{ал} \cdot \delta_{дн} \cdot \pi \cdot R_{2з}^4 = 0,5 \cdot 2,73 \cdot 10^3 \cdot 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,12^4 = 4,44 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції білизни в роторі (виходячи з повного завантаження ротора білизою)

$$\begin{aligned}
I_6 &= 0,1 \cdot \rho_6 \cdot \pi \cdot H \left(R_2^4 + R_1 \frac{R_2^4 - R_1^4}{R_2 - R_1} \right) = \\
&= 0,1 \cdot 1,5 \cdot 3,14 \cdot 0,165 \left(0,118^4 + 0,1 \frac{0,118^4 - 0,1^4}{0,118 - 0,1} \right) = 3,7 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2
\end{aligned}$$

Момент інерції ротора з білизою

$$I = I_p + I_6 = 1,2 \cdot 10^{-2} + 3,7 \cdot 10^{-2} = 4,9 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Динамічний момент на валу в період пуску:

$$M_{дин} = I \cdot E = I \frac{\omega}{t_n} = 4,9 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{282,6}{15} = 0,92 \cdot \text{Нм},$$

де $t_n = 15 \text{ с}$ – час пуску.

Орієнтовно діаметр вала

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{дин}}{0,2[\tau]_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{0,92}{0,2 \cdot 20 \cdot 10^6}} = 0,0061 \cdot \text{м}$$

Приймаємо $d = 8 \text{ мм}$.

Далі розробляється ескізна компоновка опорного вузла ротора центрифуги, де уточнюються, на підставі обраного для приводу двигуна, конфігурація та приєднувальні розміри днища.

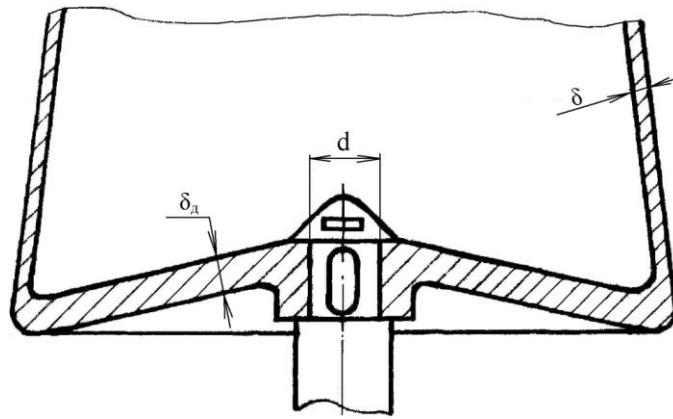


Рис. 3. Схема опорного вузла ротора центрифуги

2.2. Розрахунок валкових виконавчих механізмів

Функціональне призначення валкових механізмів може бути різним. В побутовій техніці вони можуть бути використані для віджимання в пральних машинах типу МПР та як робочі органи прасувальних машин. В суміжних галузях валкові пристрої можуть використовуватися в якості транспортуючих механізмів, обробляючих – у вальцях і т.і.

Валки, в зазорі між якими можуть розвиватися значні тиски (7,5...10 кПа) при прасуванні та транспортуванні, 0,8...1,0 МПа – при віджиманні) повинні бути досить жорсткими.

2.2.1. Умови захвату валками матеріалу.

Захват та переміщення матеріалу валками (рис. 2.23) буде у випадку:

$$F \cos \alpha \geq N \sin \alpha, \quad (2.94)$$

де N – сила нормального тиску;

F – сила тертя;

α – кут захвату.

Після перетворень маємо:

$$\begin{aligned}
 fN \cos \alpha &\geq N \sin \alpha; \\
 f &\geq \operatorname{tg} \alpha; \\
 \operatorname{tg} \rho &\geq \operatorname{tg} \alpha; \\
 \rho &\geq \alpha,
 \end{aligned}
 \tag{2.95}$$

де ρ – кут тертя.

Умова захвату, рівняння (2.95), дозволяє визначити конструктивні розміри механізму:

$$a = 2R + h, \tag{2.96}$$

звідки

$$h \geq H - 2R \cdot (1 - \cos \alpha) = H - 2R \cdot (1 - \cos \rho) \tag{2.97}$$

або

$$a \geq H + 2R \cdot \cos \rho, \tag{2.98}$$

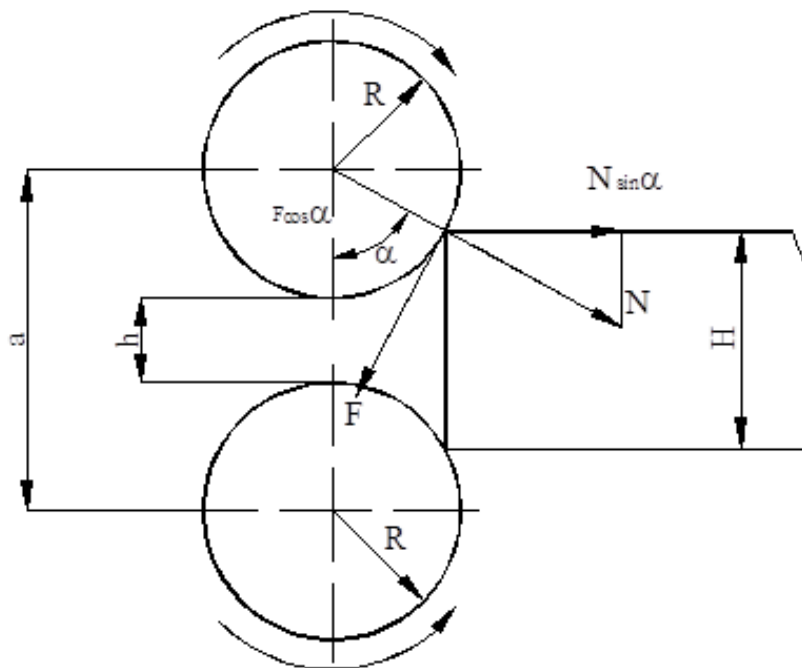


Рис.2.23. Схема захвату валками матеріала

2.2.2. Силовий розрахунок валкових механізмів

Схема розрахунку залежить від механічних характеристик перероблюваних матеріалів. При умові транспортування або переробки пружних матеріалів в основу розрахунку створюваних тисків та розпорних сил

(рис. 2.12) покладено формулу, що відображає пропорційність тиску p відносній деформації матеріалу ε :

$$p = \varepsilon \cdot E, \quad (2.99)$$

де E – модуль пружності.

На основі деформації матеріалу:

$$\Delta h = R(1 - \cos \alpha)$$

отримаємо:

$$\varepsilon_{\max} = \frac{\Delta h}{H/2} = \frac{2 \cdot \Delta h}{H} = \frac{2R(1 - \cos \alpha)}{H}. \quad (2.100)$$

Тоді максимальний тиск, на основі рівняння 2.99, становитиме:

$$p_{\max} = \frac{2ER}{H}(1 - \cos \alpha). \quad (2.101)$$

Величина максимального тиску може служити критерієм міцності матеріалу. Розпорну силу, що діє на валки, можна знайти за рівнянням:

$$Q = 2 \int_0^{\alpha} p(\varphi) \cdot R \cdot b \cdot \cos \varphi \cdot d\varphi, \quad (2.102)$$

де b – ширина матеріалу.

$$d\varepsilon = \frac{dh}{H/2} = \frac{2R \cdot d\varphi}{H} \sin \varphi \text{ і далі:}$$

$$p(\varphi) = \int E \cdot d\varepsilon = \int \frac{2ER}{H} \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi = \frac{2ER}{H} \cdot \cos \varphi. \quad (2.103)$$

Підставляємо значення $p(\varphi)$ з рівняння (2.103) до рівняння (2.102) і отримуємо:

$$Q = \frac{4ER^2b}{H} \int_0^{\alpha} \cos^2 \varphi \cdot d\varphi = \frac{4ER^2b}{H} \int_0^{\alpha} \frac{(1 + \cos 2\varphi)}{2} \cdot d\varphi = \frac{2ER^2b}{H} (\alpha + \sin 2\alpha). \quad (2.104)$$

У випадку переробки пружно-пластичних матеріалів (при віджиманні, прасуванні) приймають рівномірне розподілення тиску p_{cp} в робочій зоні. Тоді розпорна сила може бути з деяким наближенням визначена, як:

$$Q \cong p_{cp} \cdot R \cdot \alpha \cdot b. \quad (2.105)$$

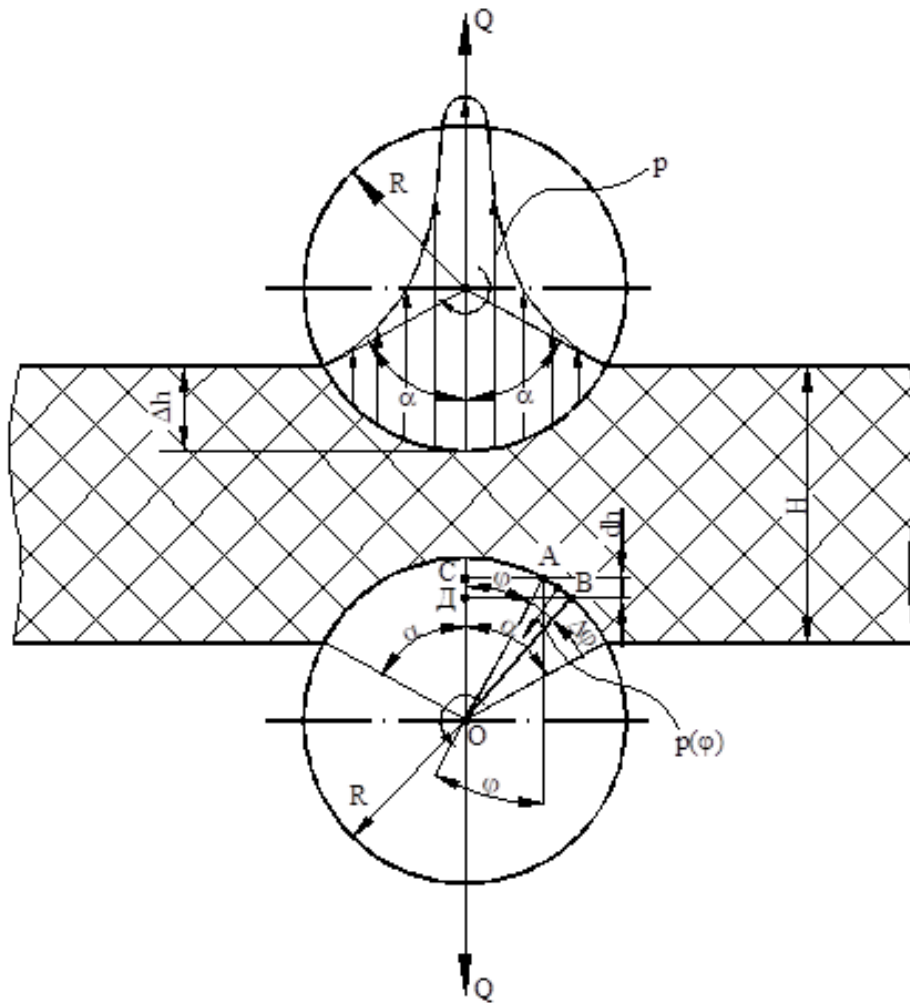


Рис. 2.24. Розпiрнi сили у валковому механiзми

Визначимо $p(\varphi)$, користуючись розрахунковою схемою на рис. 2.24 та 2.25. У випадку переробки пружних матерiалiв маємо:

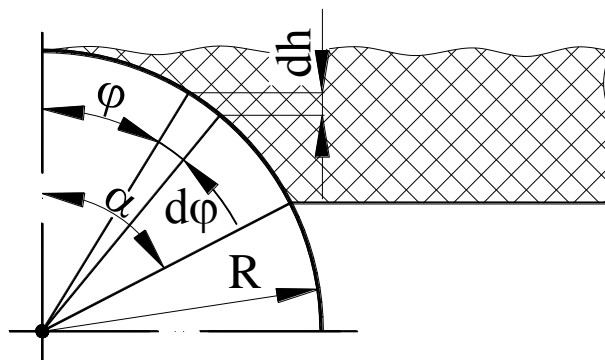


Рис. 2.25. Розрахункова схема до визначення $p(\varphi)$

Крутний момент M (рис. 2.26), необхідний для подолання опору матеріалу:

$$M \cong Q \cdot k_L. \quad (2.106)$$

Плече k_L зміщення навантаження визначається з практики експлуатації:

$$k_L \cong \frac{l}{4} = \frac{R \cdot \sin \alpha}{4}. \quad (2.107)$$

Потужність, необхідна для виконання операції:

$$P = \frac{M\omega}{\eta}, \quad (2.108)$$

де η – к.к.д., що враховує витрати потужності в ланках приводу.

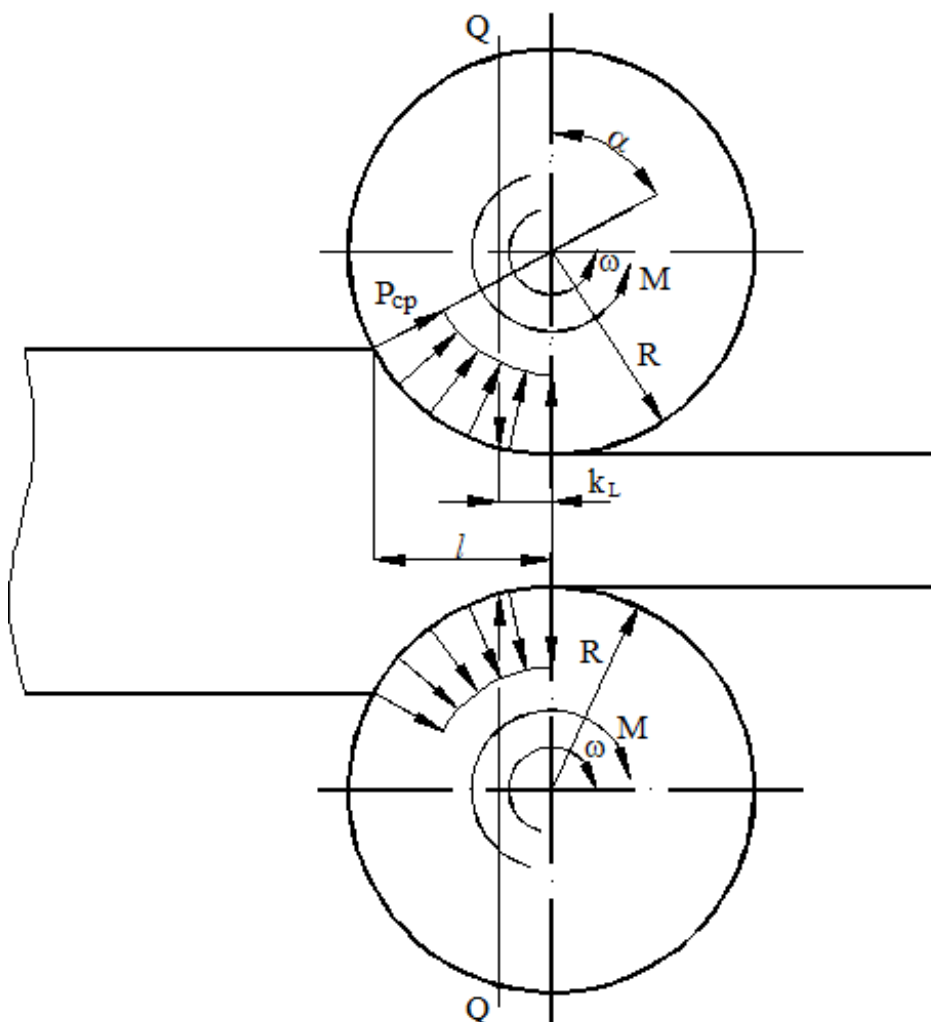


Рис. 2.26. Схема обробки валками пружно-пластичних матеріалів.

2.3. Розрахунок побутових валкових прасувальних машин

2.3.1. Силіві залежності в робочій зоні валка

Робочий механізм побутової валкової прасувальної машини складається з валка, обтягнутого чохлам з тканини та притискного башмака з полірованою робочою поверхнею.

Білизна протягується валком, що обертається, відносно нерухомого башмака. Для забезпечення прасування білизни в робочій зоні машини потрібно за рахунок притискання башмака до валка створити тиск величиною 7,5...10 кПа.

В сучасних валкових прасувальних машинах притискання досить жорсткого башмака до поверхні валка здійснюється зосередженою силою Q (рис. 2.27).

Припустимо, що робочі поверхні башмака та валка концентричні. При цьому тиск в робочій зоні розподіляється нерівномірно. Закон його розподілення можна визначити, виходячи з деформації стискання поверхні матеріалу в робочій зоні.

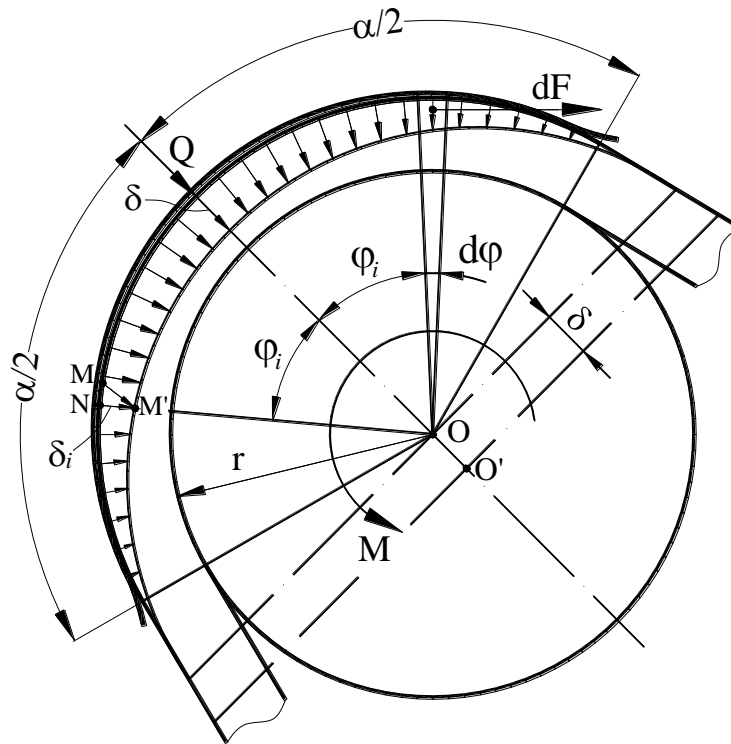


Рис. 2.27. Схема визначення розподілу тиску по поверхні робочої зони

Радіальна деформація білизни в зоні, що визначається кутом φ , є δ_φ . Вона може бути, з деяким наближенням, визначена з трикутника MNM' , як:

$$\delta_\varphi \cong \delta \cdot \cos \varphi. \quad (2.109)$$

Якщо вважати, що тиск пропорційний радіальному стисканню, то можна записати, що

$$p = p_{\max} \cdot \cos \varphi,$$

де p_{\max} – максимальний тиск на елементи.

З рівняння рівноваги башмака визначаємо:

$$\begin{aligned} Q &= 2 \int_0^{\alpha/2} p_{\max} \cdot \cos \varphi \cdot dS = 2 \cdot r \cdot L \cdot p_{\max} \int_0^{\alpha/2} \cos^2 \varphi \cdot d\varphi = 2 \cdot r \cdot L \cdot p_{\max} \int_0^{\alpha/2} \left(\frac{1 + \cos 2\varphi}{2} \right) d\varphi = \\ &= 2 \cdot r \cdot L \cdot p_{\max} \cdot \left(\frac{\alpha}{4} + \frac{1}{4} \sin \alpha \right) = \frac{1}{2} \cdot p_{\max} \cdot r \cdot L \cdot (\alpha + \sin \alpha), \end{aligned} \quad (2.110)$$

де L – довжина робочої зони в напрямку вісі валка.

Для визначення крутного моменту, достатнього для обертання валка при притиснутому башмаку, розглянемо рівновагу елемента білизни під башмаком на дузі з кутом $d\varphi$ (рис. 2.27), положення якого визначається поточним кутом φ . Елементарна сила тертя на елемент дорівнює:

$$dF = p \cdot r \cdot L \cdot d\varphi \cdot f, \quad (2.111)$$

де f – коефіцієнт тертя.

Елементарний момент тертя:

$$dM_T = dF \cdot r = p_i \cdot r^2 \cdot L \cdot d\varphi \cdot f. \quad (2.112)$$

Необхідний крутний момент:

$$\begin{aligned} M &= 2 \int_0^{\alpha/2} dM_T = 2 \int_0^{\alpha/2} p \cdot r^2 \cdot L \cdot d\varphi \cdot f = 2 \int_0^{\alpha/2} p_{\max} \cos \varphi \cdot r^2 \cdot L \cdot d\varphi \cdot f = \\ &= 2 \cdot p_{\max} \cdot r^2 \cdot L \cdot f \int_0^{\alpha/2} \cos \varphi \cdot d\varphi = 2 \cdot p_{\max} \cdot r^2 \cdot L \cdot f \cdot \sin \frac{\alpha}{2}. \end{aligned} \quad (2.113)$$

Потужність приводу:

$$P = \frac{M \cdot \omega}{\eta}, \quad (2.114)$$

де η – к.к.д. механічних передач приводу.

2.3.2. Розрахунок вала на міцність та жорсткість.

Розрахункова схема представлена на рис. 2.28. Як навантаження виступають вага валка G , сила притискання башмака Q та крутний момент $T_{кр}$. Сили G та Q діють, як розподіленні навантаження, які можна представити погонною силою q :

$$q = \frac{Q + G}{L}. \quad (2.115)$$

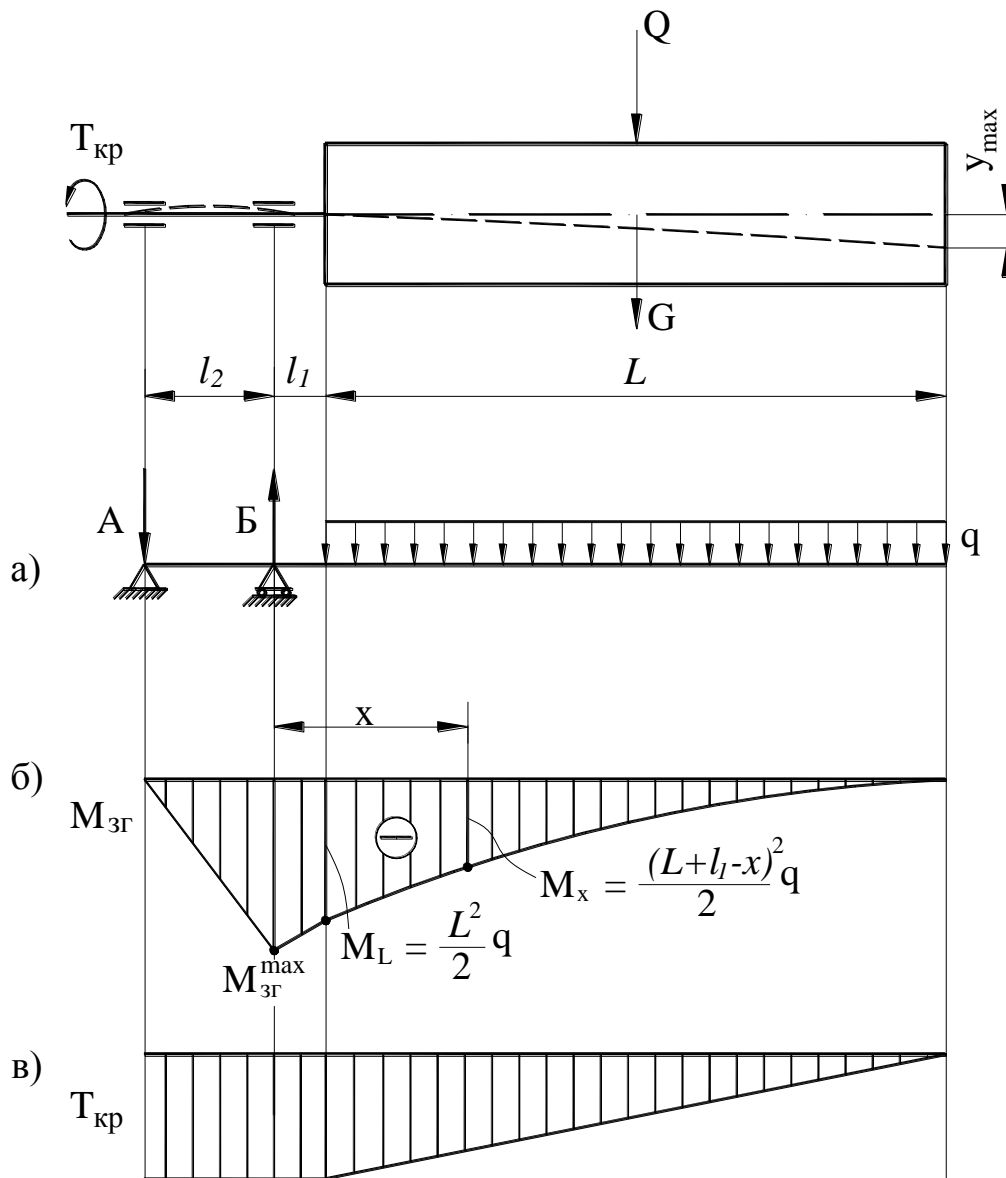


Рис. 2.28. До розрахунку вала валкової прасувальної машини:

а) – розрахункова схема; б) – епюра моментів згину;

в) – епюра крутного моменту

Максимальний момент згину дії в опорі *B*. Для даної схеми навантаження він розраховується так:

$$M_{зг \max} = q \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} + l_1 \right). \quad (2.116)$$

Зважаючи на спільну дію моменту згину та крутного моменту, визначимо приведений момент:

$$M_{пр} = \sqrt{M_{зг \max}^2 + T_{кр}^2}. \quad (2.117)$$

Тоді діаметр вала в небезпечному перерізі:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{np}}{0,1 \cdot [\sigma]_{зг}}}, \quad (2.118)$$

де $[\sigma]_{зг}$ – допустима напруга згину.

Далі розробляється конструкція вала та виконується перевірка на витривалість.

Консольне кріплення валка може, при недостатній жорсткості вала, привести до значних деформацій вала та до значної нерівномірності притискання башмака до валка в осьовому напрямку робочої зони.

Спростимо розрахункову схему вала, замінивши дію навантажень валка від власної ваги та притискання башмака зосередженим моментом в опорі *Б* (рис. 2.29).

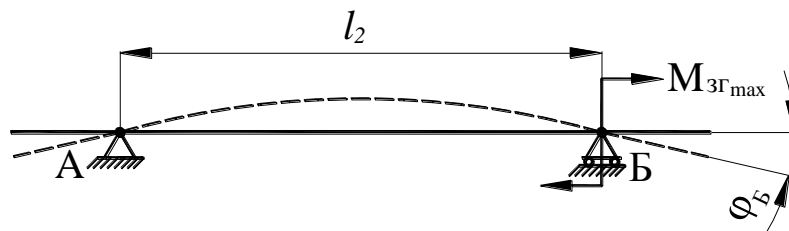


Рис. 2.29. Розрахункова схема вала

Використовуючи відомі в розрахунках на жорсткість рівняння деформацій, маємо:

$$\varphi_B = \frac{M_{зг\max} \cdot l_2}{3 \cdot E \cdot I}, \quad (2.119)$$

де $I = \frac{\pi d^4}{64}$ – осьовий момент інерції перерізу вала.

Максимальне переміщення валка:

$$y_{\max} \approx \varphi_B \cdot (L + l_1) \leq [y] \quad (2.120)$$

Допустима деформація валка $[y]$ визначається вимогами технологічного процесу.

Питання для самоконтролю

1. Віджимні пристрої в ЕПТ, коротко про принципи їх роботи.
2. Центрифугування в побутових машинах, фактор розподілу.
3. Вплив конусності роторів центрифуг на процес в відповідних ЕПМ, чим визначається кут при вершині конуса ротора.
4. Розрахунок роторів центрифуг на міцність.
5. Параметри, що визначають ефективність роботи фільтруючих центрифуг, їх взаємозв'язок.
6. Розрахунок вала одноопорної центрифуги.
7. Визначення потужності приводу центрифуги.
8. Що таке фактор розділення, який використовується в центрифугувальних пристроях?
9. Від чого залежить кут нахилу твірної ротора до його осі в центрифугі?
10. Що таке ефективність віджиму фільтруванням?
11. Від чого залежить товщина обичайки ротору центрифуги?
12. Від чого залежить потужність центрифуги в усталеному русі?

2.4. Розрахунок та проектування шнекових пристроїв побутових кухонних машин

2.4.1. Призначення та конструкція шнекових пристроїв

Використовуються для нагнітання продуктової маси до інших цільових пристроїв, а саме: різальних (в м'ясорубках), формотворних (при виготовленні

макаронів тощо), а також в якості пристроїв для відпресовування рідини із суспензій (в соковижималках).

Складається з корпусу з приймальним бункером та шнека (гвинта), що приводиться в рух від того чи іншого передаточного механізму.

Шнек (гвинт) переважно литий із спіральними канавками кругового або еліптичного профілю. Матеріали – чавун, алюмінієвий сплав або пластмаса.

Нагнітаючі та пресуючі шнеки працюють з протитиском, який створюється на виході продукту з корпусу звуженим проходом через решітку або мундштук.

Крок шнека зазвичай змінний, зі зменш. до виходу. Змін. може бути діаметр шнека. Завдяки цьому тиск в продукті збільш. до 0,05...0,06 МПа (до 50...60 кПа).

При обертанні шнека в'язкопластичний матеріал втягується в обертання в зв'язку з наявністю тертя між матеріалом та поверхнею шнека. При цьому кутова швидкість обертання окремих частинок та шарів продукту ω_{np} змінюється в межах $0 \leq \omega_{np} \leq \omega$, де ω – кутова швидкість шнека.

Продукт просувається до виходу по міжвитковій спіралі. Осьове зміщ. продукту поєднується з оберт. його навколо осі шнека з кутовою швидкістю ω_{np} .

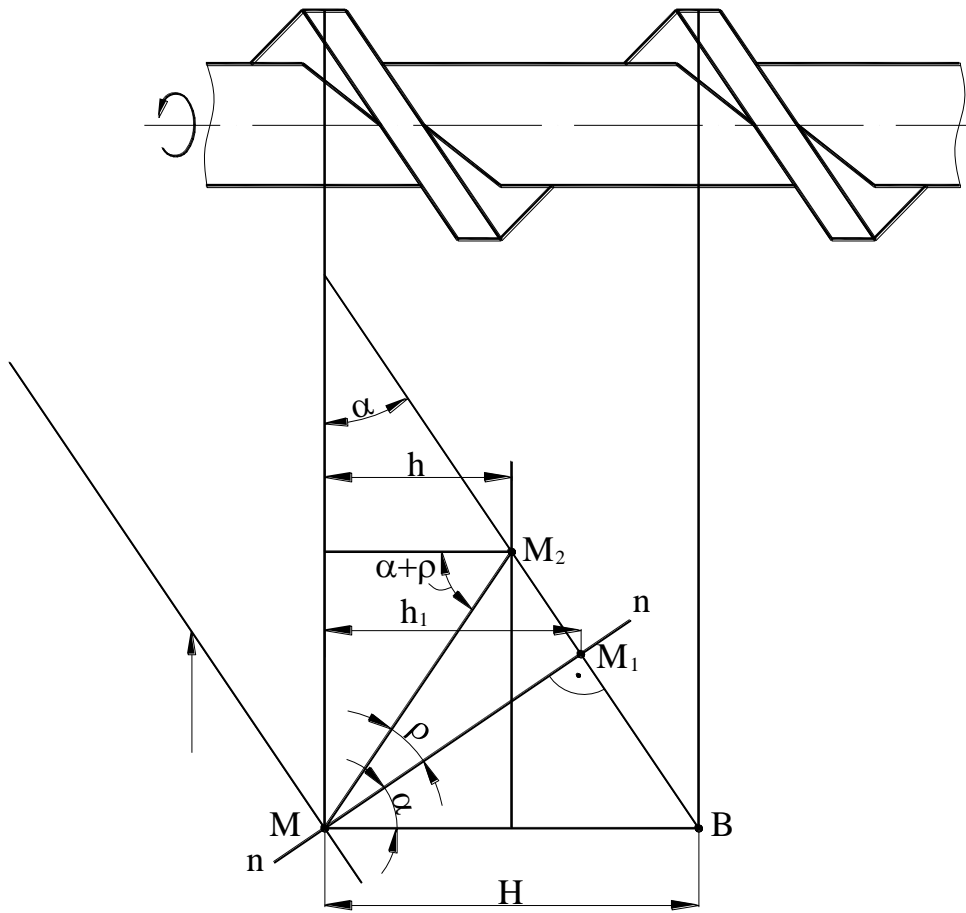


Рис. 2.30. Схема до розрахунку подачі продукта.

Розглянемо подачу продукта в шнековому пристрої (рис. 2.30). Уявимо продукт у вигляді матеріальної точки M , що буде рухатись під тиском поверхні витка в напрямку нормалі $n-n$ до цієї поверхні. Кінцеве положення точки M після повного оберту шнека визначається точкою M_1 . Однак, таке переміщення справедливе лише при відсутності тертя між продуктом та поверхнею витка. Якщо врахувати вплив тертя, то сила тиску матиме напрямок не по нормалі $n-n$, а по прямій, що відхиляється від нормалі на кут тертя ρ . В результаті продукт опиниться в т. M_2 і осьове переміщення визначатиметься відстанню h . Відношення h до кроку H називають коефіцієнтом осьової подачі:

$$k = \frac{h}{H}, \quad (2.121)$$

де

$$\begin{aligned} h &= MM_2 \cdot \cos(\alpha + \rho) = MM_1 \frac{1}{\cos \rho} \cos(\alpha + \rho) = H \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \rho} \cos(\alpha + \rho) = \\ &= H \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \rho} (\cos \alpha \cdot \cos \rho - \sin \alpha \cdot \sin \rho) = H \cos \alpha (\cos \alpha - \operatorname{tg} \rho \cdot \sin \alpha) \quad (2.122) \\ &= H (\cos^2 \alpha - 0,5f \cdot \sin 2\alpha), \end{aligned}$$

де f – коефіцієнт тертя ($f = \operatorname{tg} \rho$);

α – кут підйому гвинтової лінії витків.

Після підстановки рівняння (2.121) в рівняння (2.122) маємо:

$$k = \cos^2 \alpha - 0,5f \cdot \sin \alpha. \quad (2.123)$$

При $\alpha = 30^\circ$ та $f = 0,25$, $k \cong 0,4$.

Фактично величина коефіцієнта осьової подачі залежить додатково від внутрішнього тертя в продукті, адгезійних властивостей робочих поверхонь, і тому його більш менш ймовірне значення може бути встановлене лише експериментально.

2.4.2. Вибір основних конструктивних параметрів

Досвід експлуатації показує, що для збільшення продуктивності необхідно приймати невеликі кути підйому гвинтових ліній ($7 \dots 30^\circ$), але не менше 7° . Максимальний крок гвинтової частини шнека рекомендують вибирати в межах $(0,5 \dots 0,7)D_{\max}$. При менших значеннях H можливий відрив продукту від внутрішньої стінки корпусу внаслідок малої площини контакту продукту з корпусом в межах одного витка. В результаті продукт буде обертатись разом зі шнеком, не пересуваючись вздовж осі шнека. Для гарант. усунення цього небажаного явища внутрішню поверхню корпусу виконують з повздовжніми ребрами чи канавками. Інколи канавки вик. гвинтовими, направленими протилежно обертанню шнека.

Поверхню витків шнека бажано обробляти начисто, аж до полірування.

Розподіл тиску по довжині нагнітаючих шнеків зі змінним кроком чи зі змінною глибиною гвинтової канавки є нелінійним (рис. 2.31), однак для практичних розрахунків з достатньою точністю його можна прийняти лінійним.

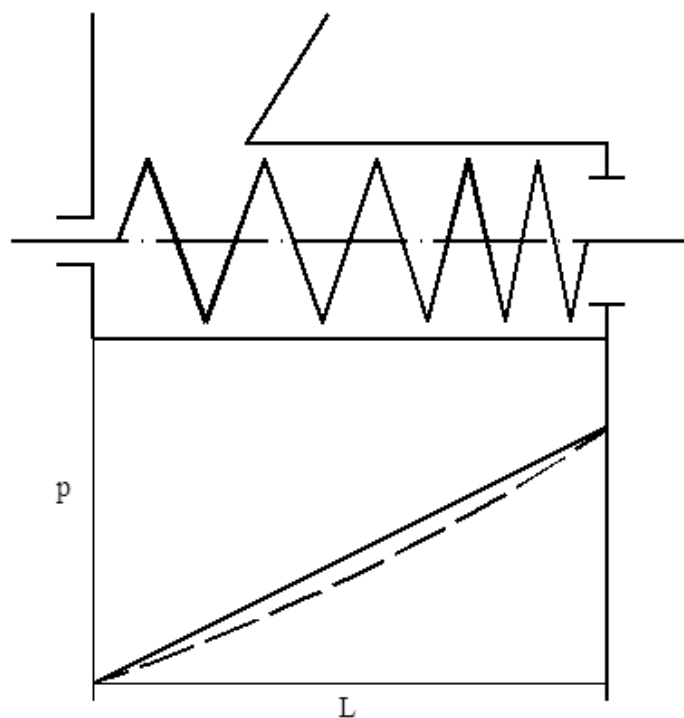


Рис. 2.31. Розподіл тиску по довжині шнека

Нагнітаючі шнеки характеризуються коефіцієнтом підвищення тиску:

$$k_i = \frac{p_k^i}{p_n^i}, \quad (2.124)$$

де p_k^i , p_n^i – відповідно, кінцевий та початковий тиск в i -тій канавці.

k_i – зростає зі зменшенням глибини гвинтової канавки та (або) кроку гвинтової лінії. Продуктивність при цьому падає через виникнення зворотного руху продукту – витоків через зазори. Число витків суттєво впливає на продуктивність.

При малій кількості витків та малій довжині шнека зворотній потік продукту досить суттєвий, при довгих шнеках з 5...6 витками зворотній рух зменшується, продуктивність підвищується та скорочується витрата енергії.

Пояснюється це утворенням лабіринту. При подальшому збільшенні кількості витків витрата енергії може збільшитись. В сучасних конструкціях довжина робочої частини шнека $L \cong (1,5 \dots 3) D$, кількість витків 2...3, кут підйому гвинтової лінії на виході $7^0 \dots 15^0$.

При проектуванні інколи доцільно за прототип взяти шнек, що зарекомендував себе у роботі та по теорії подібності розрахувати потужність P , продуктивність Π , глибину гвинтової канавки e . Залежності, що використовуються при цьому, мають вигляд:

$$\begin{aligned} P &= P_0 (D / D_0)^3; \\ \Pi &= \Pi_0 (D / D_0)^3; \\ e &= e_0 (D / D_0)^3, \end{aligned} \quad (2.125)$$

де P_0 , Π_0 , e_0 та D_0 – параметри прототипу.

2.4.3. Продуктивність шнекових пристроїв

Існують різні підходи до визначення продуктивності шнекових пристроїв.

Одним з найбільш поширених для нестисливих продуктів є визначення продуктивності з рівняння:

$$\Pi = V \cdot \varphi \cdot n \cdot k, \quad (2.126)$$

де V – об'єм останньої гвинтової канавки;

φ – коефіцієнт заповнення продуктом витка ($\approx 0,7$);

n – частота обертання шнека;

k – коефіцієнт осьової подачі ($\approx 0,4 \dots 0,5$).

Для розрахунку продуктивності в шнекових пристроях м'ясорубок та соковижималок А.М. Предтеченський рекомендує рівняння:

$$\Pi = F \cdot \varphi \cdot v, \quad (2.127)$$

де F – площа нормального перерізу гвинтової канавки (рис. 2.32);

v – середня швидкість переміщення продукту вздовж гвинтової канавки.

Для м'ясорубок розрахунок ведуть по останньому витку, для соковижималок – по першому.

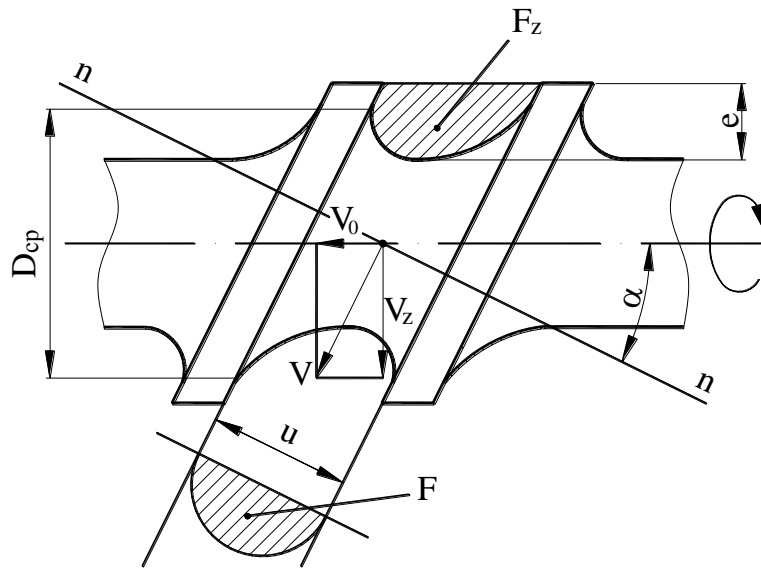


Рис. 2.32. До розрахунку продуктивності

Нормальний переріз гвинтової канавки (рис. 2.32) зазвичай має форму, близьку до параболічного сегмента, площа якого може бути визначена як:

$$F = \frac{2}{3} \cdot u \cdot e. \quad (2.128)$$

Швидкість продукту в канавці:

$$v = \frac{v_z}{\cos \alpha} = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n \cdot k_{np}}{\cos \alpha}, \quad (2.129)$$

де k_{np} – коефіцієнт проковзування продукту в канавці.

В розрахунках приймають: для м'ясорубок – $k_{np} = 0,3 \dots 0,4$ і $\varphi = 0,6 \dots 0,8$; для соковижималок – $k_{np} = 0,4 \dots 0,6$ і $\varphi = 0,2$.

Слід підкреслити, що процес переміщення матеріалів шнековими пристроями досить складний і наведені формули описують лише якісну картину процесу.

2.4.4. Силві залежності у шнековому пристрої

В нагнітаючому та пресуючому шнековому пристрої тиск продукту в міжвитковому просторі поступово наростає до виходу. Як згадувалось вище, в розрахунках приймають лінійний закон зростання навантаження.

Розглянемо елементарну поверхню на площині витка. Для спрощення кут гвинтової лінії приймемо постійним, рівним α_{cp} , а товщину витка незмінною в межах від d до D (рис. 2.33).

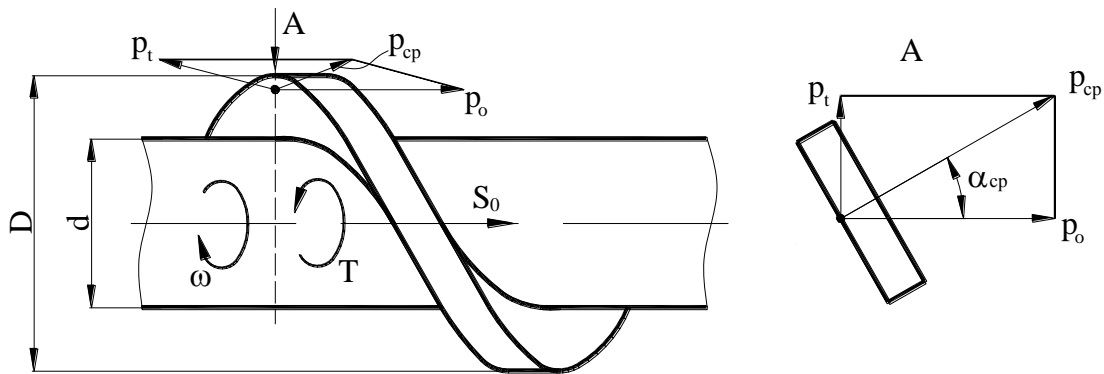


Рис. 2.33. Розрахункова схема для визначення навантаження на шнек.

Нормальний тиск від продукту p_{cp} , що діє на витки, створює осьове навантаження на шнек S_0 та момент опору T .

Розрахунок навантажень ведемо по середньому тиску, що дорівнює $p_{max}/2$, якщо прийняти лінійний характер зростання тиску від нульового значення до p_{max} .

При вищенаведених припущеннях осьове навантаження дорівнює:

$$S_0 = \frac{\pi(D^2 - d^2) \cdot z}{4 \cdot \cos \alpha_{cp}} \cdot \frac{p_{max}}{2} \cos \alpha_{cp} = \frac{\pi(D^2 - d^2) \cdot z}{8} \cdot p_{max}, \quad (2.130)$$

де z – кількість витків.

Момент опору, що створюється складовою p_t та силою тертя на поверхні витків визначається з такого рівняння:

$$T = \left[\frac{\pi(D^2 - d^2)}{4 \cdot \cos \alpha_{cp}} \cdot z \cdot \frac{p_{max}}{2} \sin \alpha_{cp} + \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4 \cdot \cos \alpha_{cp}} \cdot z \cdot \frac{p_{max}}{2} \cdot f \cdot \cos \alpha_{cp} \right] \cdot r_T, \quad (2.131)$$

де $r_t = \frac{1}{3} \left(\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \right)$ – радіус тертя кільцевої поверхні витка; f – коефіцієнт тертя.

Після підстановки в рівняння для визначення T значення r_t та відповідних перетворень отримаємо остаточно:

$$T = \frac{\pi}{24} (D^3 - d^3) \frac{\sin \alpha_{cp} + f \cdot \cos \alpha_{cp}}{\cos \alpha_{cp}} \cdot z \cdot p_{\max} = \frac{\pi}{24} (D^3 - d^3) \cdot z \cdot p_{\max} \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{cp} + f), \quad (2.132)$$

Максимальний тиск, що створюють шнеки кухонних м'ясорубок, по даним ВНІКІЕМП складає 50...60кПа.

В соковижималках характер зміни тиску вздовж шнека описують рівнянням:

$$p_{np} = p_0 \cdot e^{\beta \cdot L} \cdot k_{\phi}, \quad (2.133)$$

де p_0 – мінімальний тиск для пресування при віджиманні (для буряка – 28кПа, для моркви – 24кПа);

L – робоча довжина шнека;

$k_{\phi} = 2 \div 3$ – коефіцієнт, що враховує явище фільтрації;

β – постійна, що залежить від конструкції шнека (рис. 2.34):

$$\beta = \pi \cdot D_1 \cdot \varphi \cdot \operatorname{tg} \alpha / \left[\pi (R_1^2 - r_1^2) \right], \quad (2.134)$$

де D_1 – діаметр першого витка (в зоні завантаження);

φ – коефіцієнт заповнення гвинтової канавки.

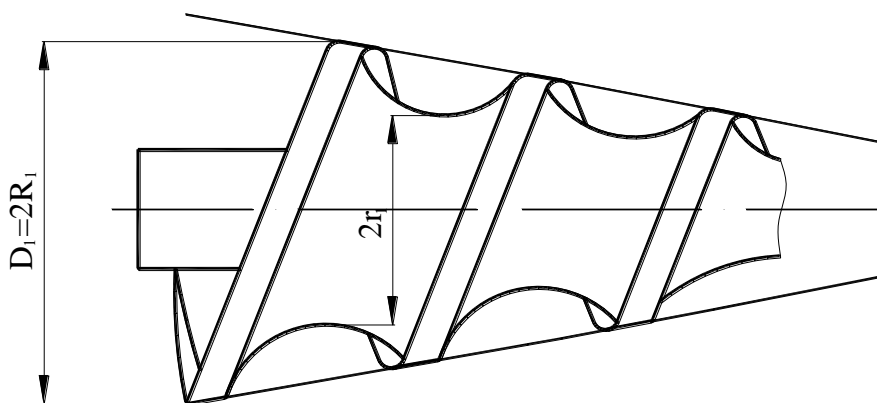


Рис. 2.34. Конструкція шнека соковижималки

2.4.5. Розрахунок шнеків на міцність

Враховуючи відносно малу довжину шнеків ($L/D \approx 3$) повздожній згин шнеків можна не враховувати.

Під дією осьової сили в тілі шнека виникають напруги стиску:

$$\sigma_{ст} = \frac{S_0}{A} = \frac{4S_0}{\pi d^2}, \quad (2.135)$$

а під дією крутного моменту – напруги кручення:

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_{кр}} \approx \frac{T}{0,2d^3}. \quad (2.136)$$

Враховуючи спільну дію стиску та кручення, умова міцності матиме вигляд:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_{ст}^2 + 4\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]_{ст}. \quad (2.137)$$

Останній виток шнека розраховують на міцність, як кільцеву пластину, закріплену по внутрішньому контуру в тілі шнека та навантажену рівномірно розподіленим тиском p_{max} .

Розрахункова схема для витка шнека, навантаженого рівномірно розподіленим навантаженням p_{max} має такий вигляд (рис. 2.35).

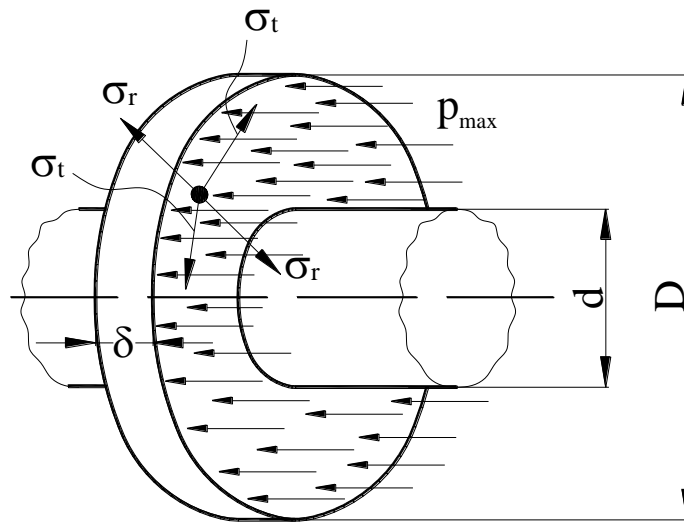


Рис. 2.35. Розрахункова схема навантаження витка шнека

Максимальні напруги згину з теорії розрахунку круглих пластин можуть бути визначені за рівнянням:

$$\sigma_{\max} = \kappa_{\sigma} \frac{p_{\max} \cdot D^2}{\delta^2}. \quad (2.138)$$

Коефіцієнт κ_{σ} для кожного конкретного випадку може набувати значень (табл. 2.1).

Таблиця 2.1

Значення коефіцієнта κ_{σ}

d/D	0,2	0,4	0,6	0,8
κ_{σ} для $r = d/2$	5,09	2,75	1,5	0,654

Шнеки зазвичай виготовляють литими з чавуну, сталі 45Л, алюмінієвих сплавів, поліакрилату (марки ЛСОМ).

Чавунні та сталеві шнеки мають захист поверхні витків у вигляді корозійностійких покриттів, отриманих лудженням харчовим оловом О1 чи О2.

Питання для самоконтролю

1. Область використання шнекових кухонних пристроїв.
2. Принцип роботи шнекових пристроїв.

3. Коефіцієнт осьової подачі шнекових пристроїв.
4. Характер зміни тиску вздовж осі шнека.
5. Основні розміри шнека та їх вибір.
6. Методи визначення продуктивності шнекових пристроїв.
7. Силіві залежності в шнековому пристрої.
8. Розрахунок шнеків на міцність.

Глава 3. РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ РОБОЧИХ ОРГАНІВ РІЗАЛЬНИХ ПРИСТРОЇВ

3.1. Загальні відомості

В побутовій техніці операції різання маємо у приладах особистої гігієни (для гоління, для стрижки волосся), кухонних машинах (овочерізки, м'ясорубки, хліборізки).

При проектуванні вказаних приладів та машин використовують силіві та кінематичні залежності, що визначають даний процес.

Розглянемо технологічні способи різання. В залежності від виду переміщення леза відносно об'єкта обробки розрізняють різання по способу прямого ножа, по способу пилки та по способу ножиць.

Різання прямим ножом доцільно для жорстких матеріалів та продуктів, м'які, піддатливі матеріали та продукти ріжуть по способу пилки або ножиць.

По способу прямого ножа можуть працювати скибкорізки, овочерізки, по способу пилки – кутерні м'ясорубки, овочерізки, по способу ножиць – електробритви, машинки для стрижки волосся, шнекові м'ясорубки.

3.2. Силіві залежності при різанні по способу прямого ножа

Сила Q , що прикладається до ножа (рис. 2.36) врівноважується сукупністю сил опору різанню Q_{on} , тиску N_1 та N_2 , силами тертя F_1 та F_2 .

Якщо спроектуємо вектори сил на осі x та y , можемо записати рівняння рівноваги ножа:

$$\begin{aligned} Q - F_1 - F_2 \cdot \cos \beta - N_2 \cdot \sin \beta - Q_{on} &= 0; \\ N_1 - N_2 \cdot \cos \beta &= 0. \end{aligned} \quad (2.139)$$

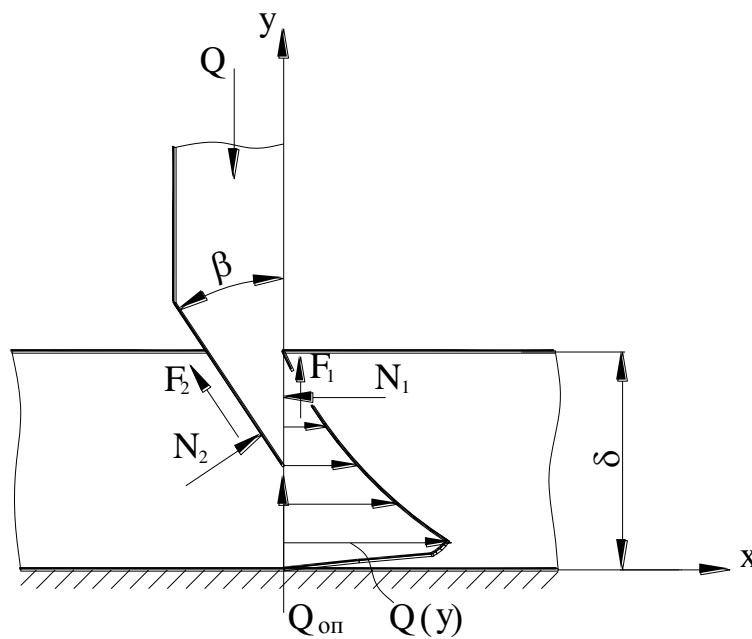


Рис. 2.36. Схема сил при різанні по способу прямого ножа

Оскільки $F_1 = f_1 N_1$ та $F_2 = f_2 N_2$, де f_1 та f_2 – коефіцієнти тертя, зусилля Q , яке має бути визначене, можна знайти виходячи з сили опору Q_{on} , сил нормального тиску N_1 та N_2 та коефіцієнтів тертя. Вказані параметри залежать від фізико-механічних характеристик об'єкту різання, геометричних та кінематичних характеристик процесу.

У практиці зусилля різання по способу прямого ножа (або вирубки) знаходять за рівнянням:

$$Q = q \cdot L \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3, \quad (2.140)$$

де q – погонне навантаження при різанні (отримують експериментально для певних умов процесу);

L – довжина леза ножа;

k_1, k_2, k_3 – отримані експериментально поправочні коефіцієнти, що враховують конкретні умови різання (кут загострення леза, гостроту леза та швидкість різання).

Сила різання Q є величиною змінною, яка залежить від заглиблення ножа в матеріал. Характер залежності $Q(y)$ показаний на рис. 2.36. З нього видно, що спочатку сила Q приблизно пропорційна шляху різання. Максимального значення сила різання досягає на глибині $y_1 < \delta$, після чого сила різко падає до 0 за рахунок розділення матеріалу під дією сил N_1 та N_2 , що викликані дією ножа на продукт.

Робота сил різання пропорційна площі епюри сил різання (рис. 2.36), яка приблизно дорівнює площі прямокутного трикутника з катетами δ та Q_{max} . Виходячи з цього, робота на процес різання може бути визначена з рівняння:

$$A_p \cong Q_{max} \cdot \frac{\delta}{2}, \quad (2.141)$$

а потужність:

$$P_p \cong \frac{Q_{max} \cdot \delta}{2\tau}, \quad (2.142)$$

де τ – час різання.

3.3. Особливості різання по способу пилки

В даному випадку при різанні в напрямку \vec{V} (рис. 2.37), отримуємо поряд з поздовжнім переміщенням ножа в напрямку \vec{V}_n також і поперечне зміщення в напрямку \vec{V}_t .

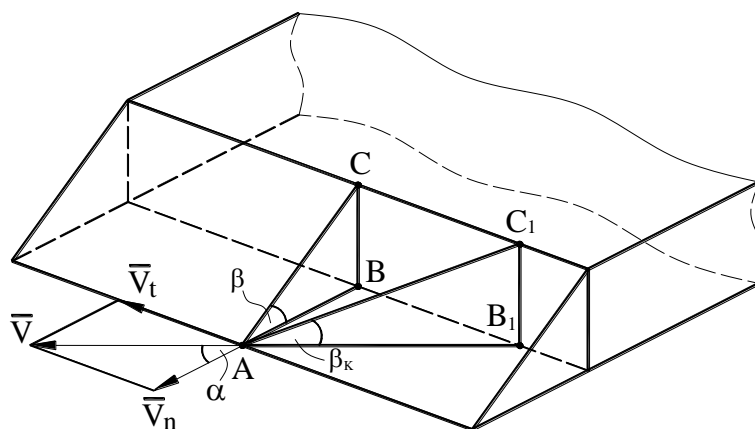


Рис. 2.37. Схема різання по способу пилки

Як видно з рис. 3.2 різання в даному випадку виконується ріжучою кромкою з кутом β_k , який відрізняється від кута заточки β . Кут β_k називають кінематичним кутом різання.

Його величина може бути знайдена з такої залежності:

$$\operatorname{tg} \beta_k = \frac{C_1 B_1}{A B_1} = \frac{A B \cdot \operatorname{tg} \beta}{A B_1} = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \alpha = \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{V_n}{\sqrt{V_n^2 + V_t^2}} = \operatorname{tg} \beta \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + K^2}}, \quad (2.143)$$

де α – кут ковзання;

$$K = \frac{V_t}{V_n} \text{ – коефіцієнт ковзання.}$$

Як показує аналіз, збільшення V_t в порівнянні з V_n , на порядок, відповідно, на порядок знижує і кінематичний кут різання β_k . При цьому слід було б очікувати пропорційного зменшення сили різання.

Однак, як показують досліди, надмірне збільшення V_t і, відповідно, кута ковзання α , неефективне. Так, досліди, виконані в лабораторії кафедри МАХВ та ПО КТІЛП, показали (рис. 2.38), що при різанні овочів збільшення кута ковзання вище $\alpha_{opt} = 40 \dots 45^\circ$ не дає очікуваного зменшення сили різання.

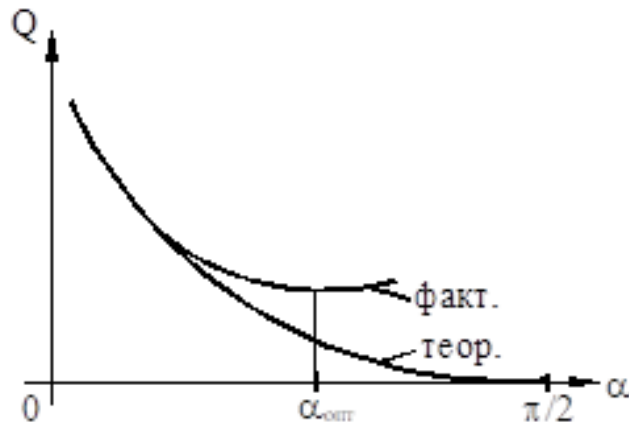


Рис. 2.38. Залежність сили різання від кута ковзання

Пояснити це можна таким чином. В загальному вигляді силу різання можна представити, як суму трьох складових:

$$Q = Q_{on} + Q_m + Q_{np}, \quad (2.144)$$

де Q_{on} – сили опору продукту;

Q_m – сили на подолання тертя;

Q_{np} – сили на подолання пружного опору матеріала.

Сили пружного опору та опору матеріалу є постійними і, в результаті, можна зробити висновок, що ефект збільшення кута ковзання знижується через збільшення сили тертя, що може бути пов'язане з “заклинюванням” ножа в продукті.

3.3.1. Розрахунок потужності на різання в продукторізальних машинах

З оглядом на складність визначення складових сил різання у практиці розрахунків потужності продукторізальних пристроїв використовуються залежності з питомою роботою різання A_n , що визначається експериментально:

$$P = A_n \cdot \Pi \cdot F', \quad (2.145)$$

де A_n – питома робота різання, віднесена до одиниці новоствореної поверхні (Дж/м²);

Π – продуктивність пристрою, кг/с;

F' – новостворена площа поверхні, віднесена до одиниці маси продукту ($\text{м}^2/\text{кг}$).

3.3.2. Конструктивні особливості робочих органів різальних пристроїв, що працюють по способу пилки

Як було відмічено раніше, різання по способу пилки обумовлене кутом ковзання α , що визначається співвідношенням поперечної та нормальної швидкостей різання.

В побутовій техніці частіше для різання використовують ножі, що обертаються. Абсолютна швидкість будь-якої точки ріжучої кромки визначається в цьому випадку кутовою швидкістю та відстанню цієї точки від осі обертання (рис. 3.4).

Поперечна швидкість V_t , як складова вектора абсолютної швидкості в проекції на дотичну до лінії ріжучої кромки в площині різання визначається геометрією лінії кромки. Однакові значення кута ковзання α , відповідно однакові умови різання вздовж всієї лінії ріжучої кромки можна отримати при профілюванні лінії ріжучої кромки по логарифмічній спіралі. Рівняння її має вигляд:

$$r = r_0 \cdot e^{m\varphi}, \quad (2.146)$$

де r_0 – початковий радіус;

$m = \text{ctg } \alpha = 1/K$ (K – коефіцієнт ковзання);

φ – поточний кут.

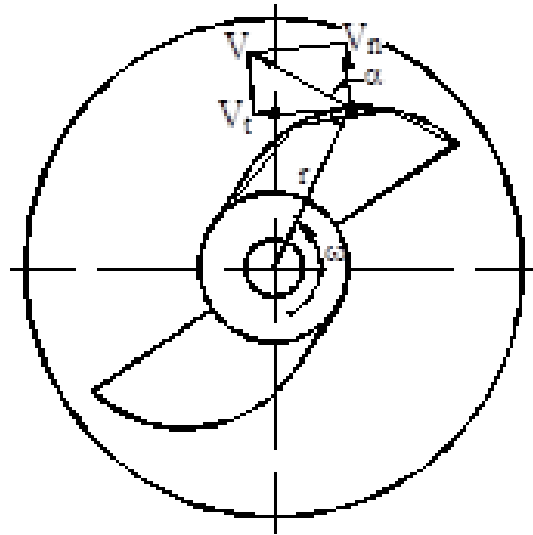


Рис. 2.39. Профільювання кромки різання

Кут ковзання α вибирається для ножів кутерних м'ясорубок та овочерізок в межах $30...50^\circ$ для забезпечення найменших зусиль при різанні.

Однак, профільювання по плавній кривій ріжучої кромки ножів вимагає спеціальної оснастки для отримання постійного вздовж кромки кута загострення.

Суттєве зниження технологічних витрат при незначному зниженні різальних можливостей можна отримати, апроксимуючи логарифмічну спіраль ділянками прямих, а інколи і однією прямою (рис. 2.39).

В овочерізках для нарізання овочів скибочками використовують дискові ножі з піднятою ріжучою кромкою (рис. 2.40 а).

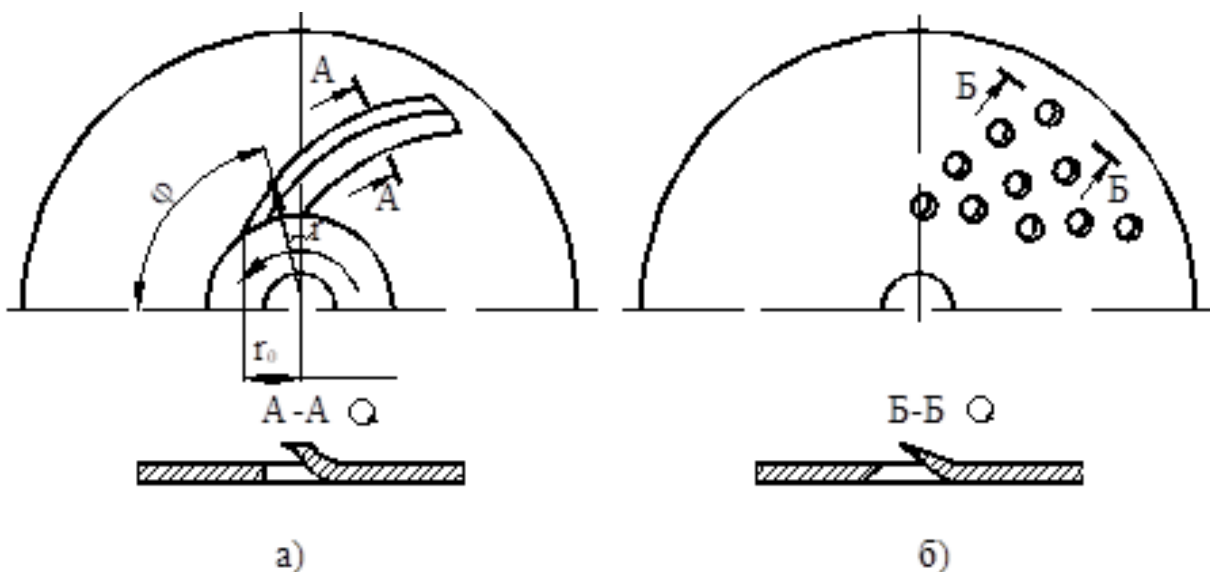


Рис. 2.40. Конструкції дискових ножів овочерізок

Для нарізання соломкою кромка різання скибкорізки замінюється сукупністю кромки різання необхідних розмірів (рис. 2.40 б).

3.4. Різання по способу ножиць

В цьому випадку різання може виконуватися прямими ножами (рис. 2.41 а) або ножами з лезом під кутом (рис. 2.41 б).

Зусилля різання для прямих ножів:

$$Q_{\text{різ}} = \delta \cdot B \cdot \tau_{\text{зс}}, \quad (2.147)$$

для ножів з лезом під кутом:

$$Q_{\text{різ}} = \frac{\delta \cdot b}{2} \cdot \tau_{\text{зс}} = \frac{\delta^2 \cdot \tau_{\text{зс}}}{2} \cdot \text{tg} \varphi, \quad (2.148)$$

оскільки $b = \delta \cdot \text{tg} \varphi$.

Потужність, що необхідна для різання, дорівнює:

$$P = Q_{\text{різ}} \cdot v, \quad (2.149)$$

де v – швидкість ножів.

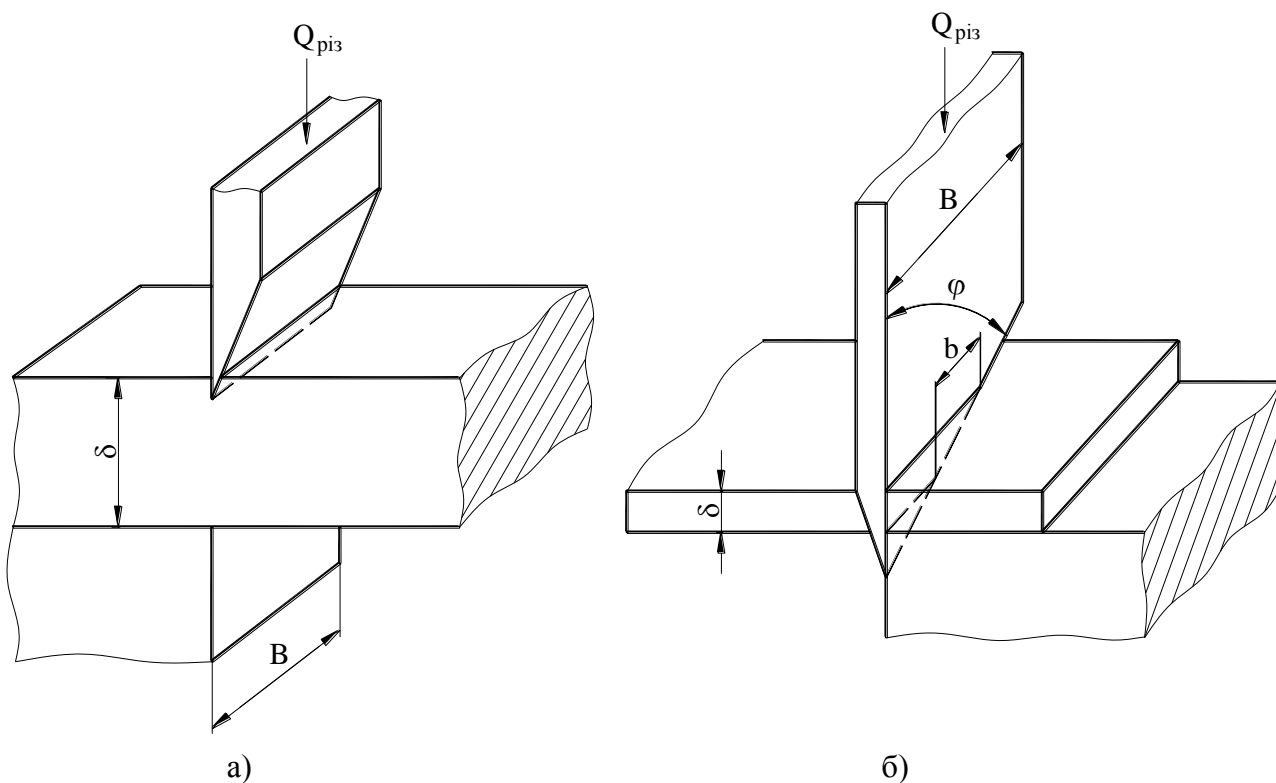


Рис. 2.41. Різання по способу ножиць

Різання по способу ножиць в побутовій техніці відбувається в шнекових м'ясорубках, електробритвах, а також в машинках для стрижки волосся.

Для визначення потужності, що витрачається на розрізання продукту в шнекових м'ясорубках використовується рівняння:

$$P_p = q \cdot n \cdot z \cdot F_p, \quad (2.150)$$

де q – питомі енергетичні витрати на перерізання продукту (для м'яса $q = 2,5 \dots 4,5$ кДж/м²);

n – частота обертання робочого органу (об/с);

z – кількість ріжучих кромek ножа;

F_p – сумарна площа отворів решітки.

В електробритвах різання здійснюється за допомогою ножових блоків, які складаються з рухомих ножів та ножових решіток (рис. 2.42).

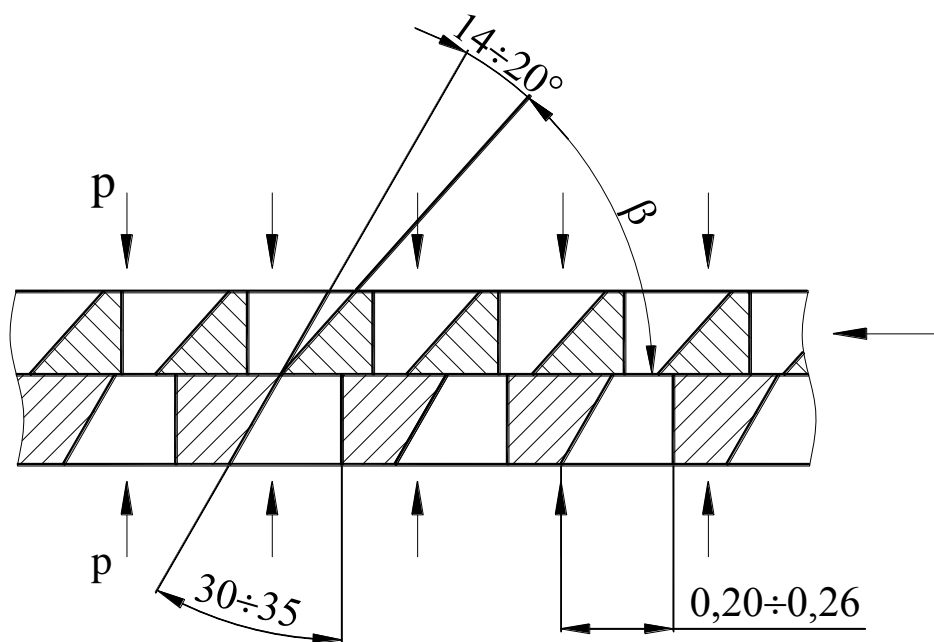


Рис. 2.42. Геометрія ножового блоку електробритви

Тиск між робочими органами $p \approx 40$ кПа. Кут заточки рухомих ножів $\beta \approx 35 \dots 60^\circ$. По даним експериментів середня сила зрізання волосини досягає

4,6...6,0 Н при швидкості 2,0 м/с. Отриманні залежності дозволяють визначити необхідну потужність та підібрати відповідний привод.

3.5. Розрахунок кромки різання на міцність.

Міцність та стійкість проти спрацювання ножів різальних пристроїв побутової техніки визначаються фізико-механічними властивостями конструкційних матеріалів, геометричними параметрами ножів, параметрами режиму різання.

Під дією навантажень різальна здатність ножа падає. Різальна здатність ножа залежить від кута загострення, а також від гостроти леза $\rho = 2 \cdot r$, де r – радіус заокруглення леза. Зазвичай кут загострення приймають не менше 10° , аби уникнути надмірного зниження міцності леза.

Спрацювання та затуплення кромки веде до різкого збільшення енергетичних витрат процесу, збільшення втрат продукту, зниження якості різання. Затуплення кромки відбувається не тільки від спрацювання, але і в результаті викришування або зламу (руйнування) під дією навантажень згину.

Виникнення навантажень згину практично неминуче в результаті відхилення реакції зусилля різання від бісектриси кута загострення леза β , а також в результаті неоднорідності властивостей продукту.

Розглянемо напруги, які виникають в лезі ножа від сили різання (рис. 2.43).

В перерізі x-x:

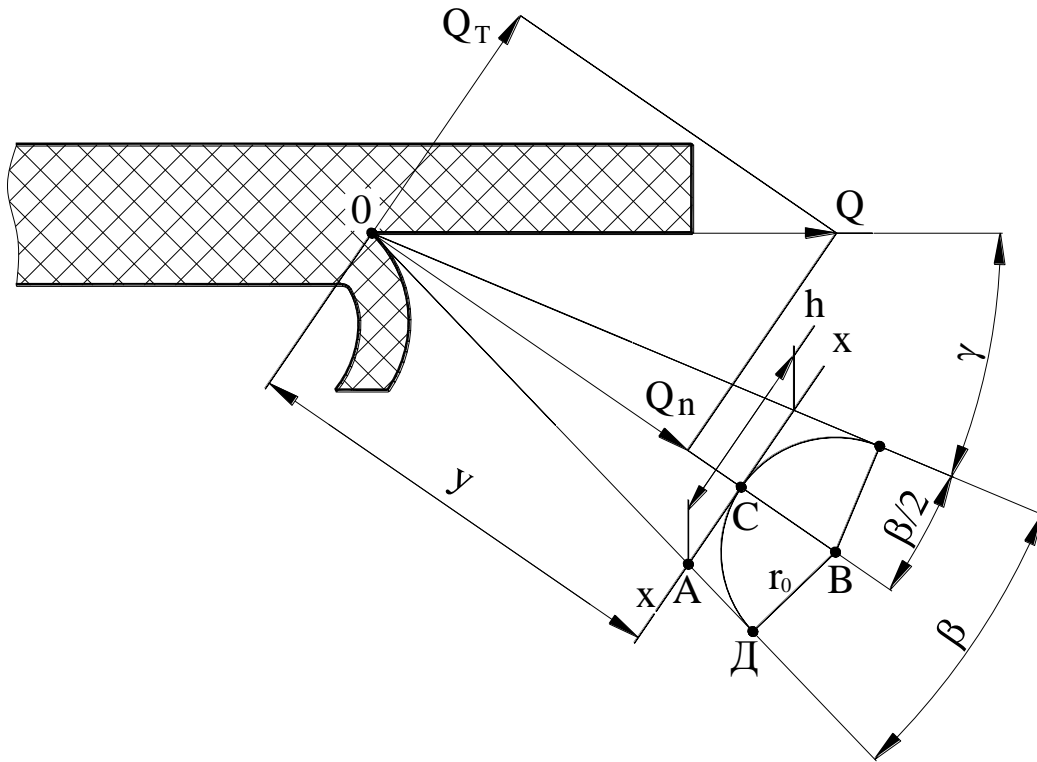


Рис. 2.43. Схема навантаження леза

Розкладемо силу різання Q по двом взаємно перпендикулярним напрямкам, один з яких визначений бісектрисою кута загострення β .

Тоді:

$$Q_n = Q \cdot \cos\left(\gamma + \frac{\beta}{2}\right);$$

$$Q_t = Q \cdot \sin\left(\gamma + \frac{\beta}{2}\right),$$
(2.151)

де β – кут загострення;

γ – кут відхилення сили різання від поверхні леза.

З прямокутного ΔOCA

$$h = 2 \cdot y \cdot \operatorname{tg}(\beta/2).$$
(2.152)

Тоді

$$\sigma_{\text{зе}} = \frac{6 \cdot Q_t \cdot y}{4 \cdot b \cdot y^2 \cdot \operatorname{tg}^2(\beta/2)} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_t}{b \cdot y \cdot \operatorname{tg}^2(\beta/2)} \leq [\sigma]_{\text{зе}}.$$
(2.153)

Розв'язуючи рівняння (2.153) з правою частиною, отримаємо:

$$y \geq \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_t}{[\sigma]_{\text{зг}} \cdot b \cdot \text{tg}^2(\beta/2)}. \quad (2.154)$$

Відстань y визначає можливе місце зламу леза. Виразимо y через радіус заокруглення кромки різання r_0 .

З Δ ОВД

$$\sin(\beta/2) = \frac{r_0}{r_0 + y}; \quad (2.155)$$

Перетворимо рівняння (2.155)

$$r_0 \cdot \sin(\beta/2) + y \cdot \sin(\beta/2) = r_0 \rightarrow r_0(1 - \sin(\beta/2)) = y \cdot \sin(\beta/2) \rightarrow$$

$$y = r_0 \frac{1 - \sin(\beta/2)}{\sin(\beta/2)}. \quad (2.156)$$

Підстановкою виразу (2.156) в нерівність (2.154) отримаємо:

$$r_0 \geq \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_t}{[\sigma]_{\text{зг}} \cdot b \cdot \text{tg}^2(\beta/2)} \cdot \frac{\sin(\beta/2)}{1 - \sin(\beta/2)}. \quad (2.157)$$

Тригонометричний член рівняння можна спростити:

$$\begin{aligned} \frac{\sin(\beta/2)}{\text{tg}^2(\beta/2) \cdot (1 - \sin(\beta/2))} &= \frac{\cos^2(\beta/2)}{\sin(\beta/2) \cdot (1 - \sin(\beta/2))} = \frac{1 - \sin^2(\beta/2)}{\sin(\beta/2) \cdot (1 - \sin(\beta/2))} = \\ &= \frac{(1 - \sin(\beta/2))(1 + \sin(\beta/2))}{\sin(\beta/2) \cdot (1 - \sin(\beta/2))} = 1 + \frac{1}{\sin(\beta/2)}. \end{aligned} \quad (2.158)$$

Після підстановки в рівняння (2.157), з урахуванням значення складової Q_t , маємо:

$$r_0 \geq \frac{3}{2} \cdot \frac{Q \cdot \sin\left(\gamma + \frac{\beta}{2}\right)}{[\sigma]_{\text{зг}} \cdot b} \cdot \left(1 + \frac{1}{\sin(\beta/2)}\right). \quad (2.159)$$

3.6. Матеріали для ножів електро побутових пристроїв

Допустимі напруги на згин визначаються маркою матеріалу ножа. Зазвичай ножі виготовляють з інструментальної легованої сталі марок 9ХС, ХВГ, конструкційної легованої сталі 30ХН3А, 40Х13, Х12М. Особливий інтерес представляють в якості матеріала ножів стійкі до спрацювання шарикопідшипникові сталі ШХ15, ШХ15СГ, які дозволяють підвищити строк служби порівняно з інструментальними сталями в 4 рази.

Робочі поверхні ножів термообробляються до HRC_l 58...64. Хороші результати дають хромування, технологічне забезпечення самозагострювання. Останнє забезпечується комбінуванням різних по степені спрацювання шарів робочої поверхні.

Пластинчасті ножі вирубують з листової сталі з наступним загартуванням струмом високої частоти, а далі шліфують та полірують до $R_a = 0,16$ мкм.

Ножі шнекових м'ясорубок виготовляють з інструментальних сталей У7А, У8А. Заготовки отримують методами точного лиття. Після відпалювання та калібровки посадочного отвору заготовки гартують, потім шліфують смужки лез до $R_a = 0,63$ мкм. Ножові решітки виготовляють із сталі У7А, У8А, 40Х13, ШХ15. Послідовність технологічних операцій:

- вирубка;
- рихтування;
- відпалювання;
- обробка за зовнішнім діаметром;
- свердління отворів;
- гартування до 50...60 HRC_l ;
- шліфування з $R_a = 0,63$ мкм.

Питання для самоконтролю

1. Способи різання.
2. Силкові залежності при різання прямим ножем.
3. Особливості різання по способу пилки.
4. Силкові залежності при різання по способу пилки.
5. Конструктивні особливості робочих органів різальних пристроїв ЕПТ, що працюють по способу пилки.
6. Розрахунки параметрів кутеровання
7. Особливості різання по способу ножиць.
8. Потужність на різання по способу ножиць.
9. Розрахунки ріжучої кромки ножа на міцність.

Глава 4. Розрахунки та конструювання робочих органів змішувальних пристроїв

4.1. Область використання змішувальних пристроїв кухонних машин

В кухонних машинах процес змішування зустрічається при виконанні таких операцій як отримання коктейлів, кремів та тіста.

Коктейлі отримують змішуванням рідин, рідин з білками, яйцями та іншими продуктами в міксерах, креми та деякі аеровані коктейлі – у збивалках, тісто (густе, дріжджове, для млинців) – в тістомішалках.

Таким чином, в міксерах, в основному переробляють рідини, у збивалках – суміші рідин з твердими та в'язкотекучими продуктами, а також повітрям, у тістомішалках – суміші рідин з сипучими продуктами з послідовним переходом до змішування в'язкотекучої маси.

Змішування частинок сипучих матеріалів, рідин, газів у пристроях-змішувачах є ймовірностний процес, тому якість змішування оцінюється за допомогою методів математичної статистики. Зокрема, для сипучих матеріалів – це середньоквадратичне відхилення концентрації, коефіцієнт нерівномірності суміші.

4.2. Критерії змішування

Ціль змішування – досягти однакової концентрації компонентів суміші у всіх точках об'єму.

Оцінка якості суміші може бути виконана за такими критеріями:

- середня концентрація;
- середньоквадратичне відхилення концентрації;
- коефіцієнт нерівномірності суміші.

Середня концентрація визначається так:

$$\bar{c} = \frac{\sum_{i=1}^N c_i}{N}, \quad (2.160)$$

де c_i – концентрація i -тої проби;

N – кількість проб ($N \geq 10$).

Середньоквадратичне відхилення концентрації:

$$S = \frac{1}{N-1} \sqrt{\sum_{i=1}^N (c_i - \bar{c})^2}. \quad (2.161)$$

Коефіцієнт нерівномірності суміші (коефіцієнт варіації):

$$V = \frac{S}{\bar{c}}. \quad (2.162)$$

При змішуванні сипких матеріалів та рідин коефіцієнт нерівномірності з часом процесу змінюється (рис. 2.44).

На етапі τ_1 - τ_2 вирівнювання суміші за концентрацією сповільнюється внаслідок появи зворотного процесу – утворення зон з більшою концентрацією ключових компонентів. При $\tau > \tau_2$ процес вирівнювання концентрації або припиняється, або йде в протилежному напрямку: розподілу компонентів суміші.

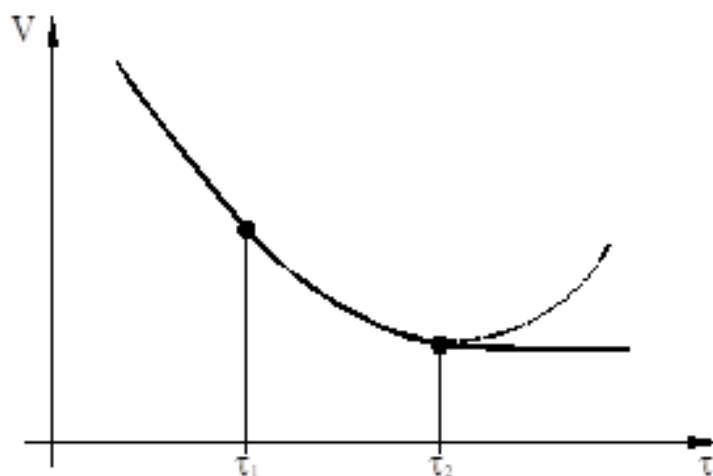


Рис. 2.44. Графік залежності коефіцієнта варіації від часу процесу

4.3. Змішування рідин за допомогою міксерів

В процесі роботи робочий орган міксерів (подвійний ніж, диск, стержень з ріжучими кромками) створює турбулентний режим руху рідини. Це приводить до інтенсивного змішування з одночасним подрібненням (диспергуванням) компонентів.

При розрахунках параметрів процесу змішування (швидкості, часу, енергетичних витрат та інших) використовують рівняння, отримані на основі прийняття певних моделей. Вказані рівняння можна поширити на весь клас даних змішувачів за допомогою теорії подібності.

Одним з основних параметрів, що входить до розрахункових формул, є коефіцієнт Рейнольдса, який характеризує режим роботи машини:

$$\text{Re} = \frac{n \cdot d_M^2 \cdot \rho}{\mu}, \quad (2.163)$$

де n - частота обертання робочого органу;

d_M - діаметр робочого органу;

ρ , μ - відповідно, густина та динамічна в'язкість середовища.

Якщо $\text{Re} < 30$ – ламінарний режим, якщо $\text{Re} > 30$ – турбулентний режим.

При з'ясуванні фізичної моделі руху рідини (рис. 2.45) в змішувачах за допомогою мішалок було встановлено, що в замкнутому об'ємі в центральній частині ємкості (сосуду) рідина обертається статично, тобто як суцільне тіло. В решті об'єму відбувається динамічне змішування рідини за рахунок зміни швидкості.

Таким чином, вздовж осі обертання в області $0 \leq r \leq R_0$ утворюється вихор радіусом R_0 , що обертається з частотою ω_1 та лінійною швидкістю $v = \omega_1 \cdot r$ (r – поточний радіус).

Поза циліндричним вихором маємо:

$$v = \omega_1 \frac{R_0^2}{r}. \quad (2.164)$$

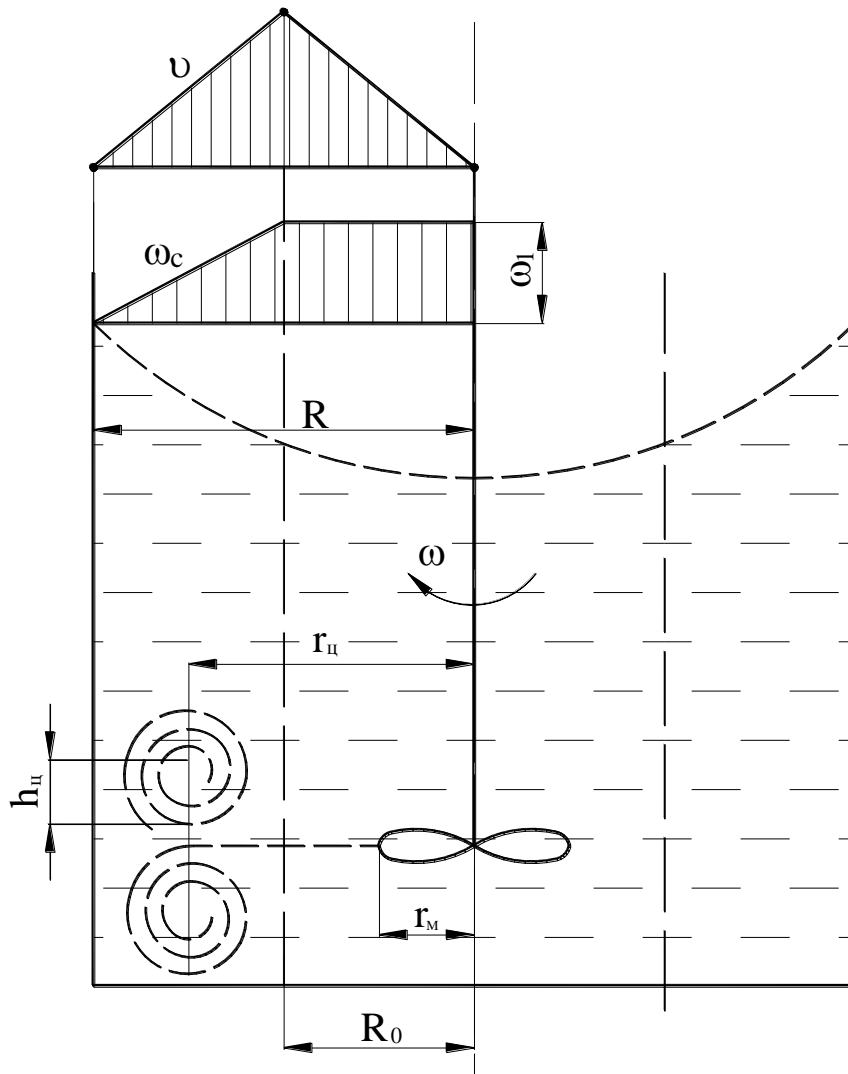


Рис. 2.45. Фізична модель руху рідини.

Як показують досліди, в зоні динамічного руху середовища виникає рух рідини в трьохмірному просторі. Частинки середовища тут рухаються по спіральним траєкторіям від стінки ємкості до поверхні вихору і назад, створюючи вихори вторинної циркуляції. $r_{ц}$ та $h_{ц}$ – параметри центра вторинної циркуляції. Положення центра вторинної циркуляції залежить від розташування мішалки в посудині та конструкції робочого органу.

Нахил робочих поверхонь лопаток, який створює додатковий осьовий потік, зміщує центри вторинної циркуляції догори або донизу залежно від напрямку руху рідини.

Встановлюючи робочий орган на різних рівнях, можна змінювати інтенсивність верхнього та нижнього циркуляційних контурів. Цим можна створити необхідну гідродинамічну обстановку.

Для малов'язких рідин ($\mu \leq 0,1$ Па·с) $r_{ц} = 0,75 R$ (R – радіус посудини).

Важливим параметром перемішування є радіус вихору R_0 .

Для малов'язких рідин:

$$R_0 = R \left[0,66 - 0,54 \left(1 - \frac{d_m}{D} \right) \right], \quad (2.165)$$

де d_m – діаметр робочого органу;

D – діаметр посудини.

Виходячи з фізичних Карт руху рідини, опір у вигляді крутного моменту $M_{кр}$ на валу робочого органу буде складатись з двох частин. Перша – викликана рухом маси рідини в обл. вихора, друга – в області між вихором та стінками ємкості.

$$M_{кр} = z \cdot \rho \cdot h \left[\frac{\omega^2 r_m^4}{4} + \omega \cdot C_2 \left(\frac{R_0^2}{2} - r_m^2 \right) + C_2^2 \left(0,25 + \ln \frac{r_m}{R} \right) \right], \quad (2.167)$$

де z – кількість лопатей;

h – ширина лопаті;

r_m – радіус робочого органу;

ω – кутова швидкість вала;

$C_2 = \omega_1 \cdot R_0^2$ – напруга циркуляції;

ω_1 – кутова швидкість руху центрального вихору (визначається експериментально).

$$\omega_1 < \omega$$

Потужність на процес замішування:

$$P = M_{кр} \cdot \omega. \quad (2.168)$$

З оглядом на складність руху сумішей при роботі міксерів, слід вважати, що наведені залежності є лише відправною точкою. Для уточнення результатів розрахунків необхідні серйозні дослідження.

4.4. Особливості процесу збивання

Збитий продукт являє собою стійку піну, тобто з фізичної точки зору, дискретну систему газ-рідина, яка отримана в результаті перемішування.

Робочі органи – це різної форми вінчики або рамки (рис. 2.46).

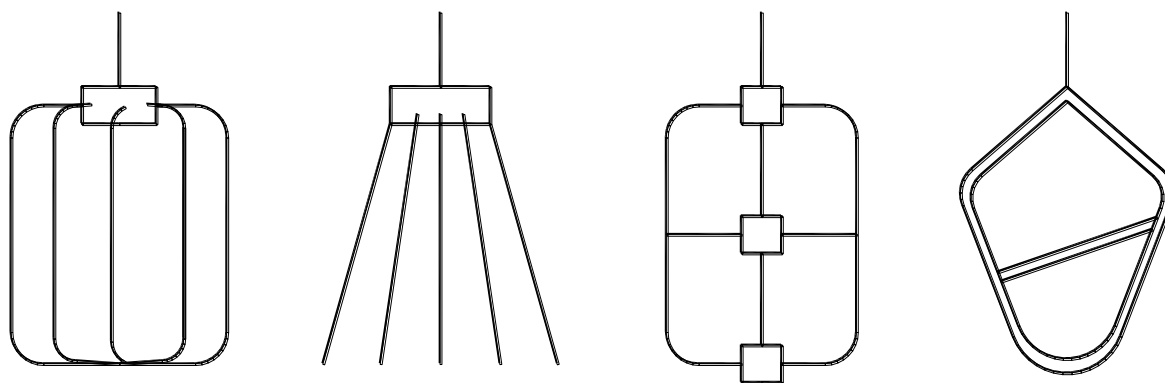


Рис. 2.46. Схеми робочих органів збивалок.

Вони виконують обертальний рух інколи в простому русі, інколи в планетарному, поодиноці або попарно.

Процес, що розглядається, відноситься до гідродинамічних процесів в гетерогенних середовищах. Продукт спочатку перемішується, а далі при певному швидкісному режимі в суміш вводяться пухирці повітря з навколишнього середовища. В подальшому пухирці зменшуються (завдяки їх поділу).

При надмірній тривалості процесу може виникнути розділення фракцій. Якість суміші визначається стійкістю піни, яка залежить від кількості впровадженого в суміш повітря, та розмірами пухирців повітря.

Тривалість процесу залежить від властивостей вихідного продукту, кінематичних параметрів процесу, які визначаються геометричними розмірами робочих органів та ємкості, а також швидкісним режимом роботи.

Завершення процесу визначається органоліптично, або по стабілізації споживаної потужності на певному проміжку часу. Бажання отримати максимальний ефект при збиванні привело до великого різноманіття насадок.

Порівняльні досліді, що проводились за кордоном і у нас, показали, що збивання – одне із найслабкіших місць в роботі кухонних машин, що говорить про складність процесу. Найбільш якісні результати були отримані на збивалках, робочі органи яких мали відносно велику поверхню контакту з продуктом.

При остаточному виборі слід додатково до основної характеристики (стійкість піни, збільшення об'єму продукту) звернути увагу на відсутність розбризкування, мінімальні вібрації, технологічність у виготовленні.

У відповідності до літератури діаметр пупирів дорівнює:

$$d = \frac{k}{n^{1.5}}, \quad (2.169)$$

де k – постійна, що залежить від конструкції робочого органу, властивостей середовища;

n – частота обертання робочого органу.

Характер залежності $d = f(n)$ при $k = 1$ представлений графіком (рис. 2.47).

Аналіз кривої з графіка, що характеризує якісну картину процесу збивання показує, що нижня границя швидкісного режиму знаходиться приблизно на рівні 1000 об/хв.

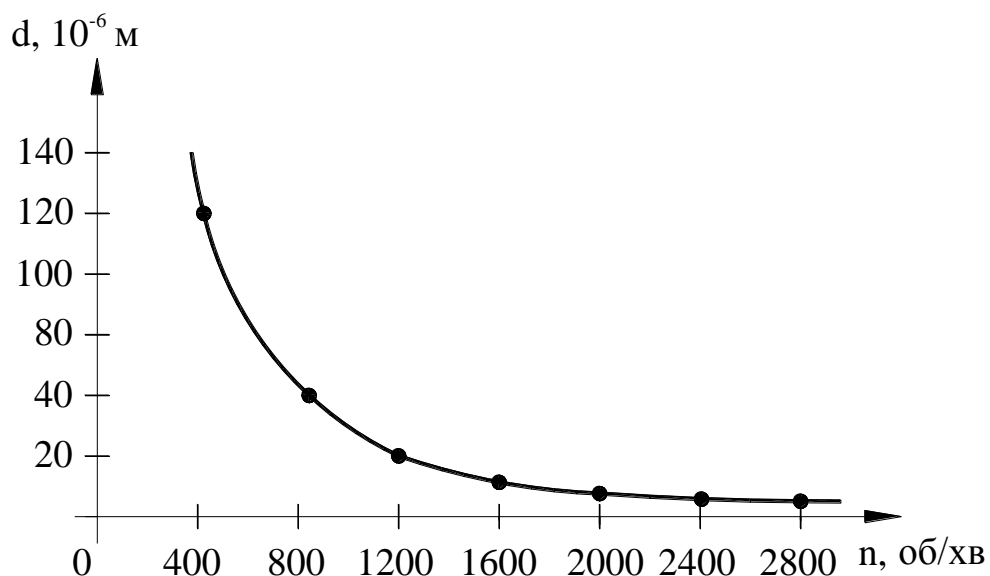


Рис. 2.47. Залежність діаметра пупирів від частоти обертання робочого органу

Коефіцієнт абсорбції, що характеризує ефективність процесу, дорівнює:

$$k_v = k \cdot n^{3,08} \cdot d_g^{4,94}. \quad (2.170)$$

З рівняння видно, що діаметр робочого органу d_v має більш вагомий вплив на впровадження повітря в продукт порівняно з частотою обертання n робочого органу.

Опір продукту при збиванні може бути приблизно визначений з формули Ньютона:

$$Q = \xi \cdot F \cdot v_{cp}^2 \cdot \rho / 2, \quad (2.171)$$

де ξ – коефіцієнт опору;

F – площа міделевого перерізу; ρ – густина продукту.

Л.П. Пронічкіна рекомендує такі значення ξ :

При $v_{cp} = 0,23 \dots 0,28$ м/с

– для гачкоподібного збивача: $3,5 \cdot 10^2$;

– для плоскорешіткового: $4,5 \cdot 10^3$.

При $v_{cp} = 0,57 \dots 0,74$ м/с

– для гачкоподібного збивача: $2,0 \cdot 10^2$;

– для плоскорешіткового: $2,4 \cdot 10^2$.

При $v_{cp} = 1,16 \dots 1,75$ м/с

– для пруткового збивача: 20.

Однак, слід мати на увазі, що результати розрахунку будуть дуже наближеними, бо формула Ньютона справедлива для тіла, що рухається прямолінійно в безмежному середовищі з постійними фізичними характеристиками, що не в повній мірі відповідає нашому випадку.

Таким чином, всі приведені вище залежності можуть розглядатися у вигляді певних закономірностей, що характеризують процес. Для практичного використання необхідні конкретні дані з експерименту.

4.4.1. Розрахунок параметрів процесу збивання при циклоїдальному русі робочих органів

Циклоїдальний рух вінчиків забезпечується планетарним приводом. Залежно від особливостей конструкції приводів можна отримати гіпоциклоїдальну (рис. 2.48 а) або епіциклоїдальну (рис. 2.48 б) траєкторію руху робочого органу.

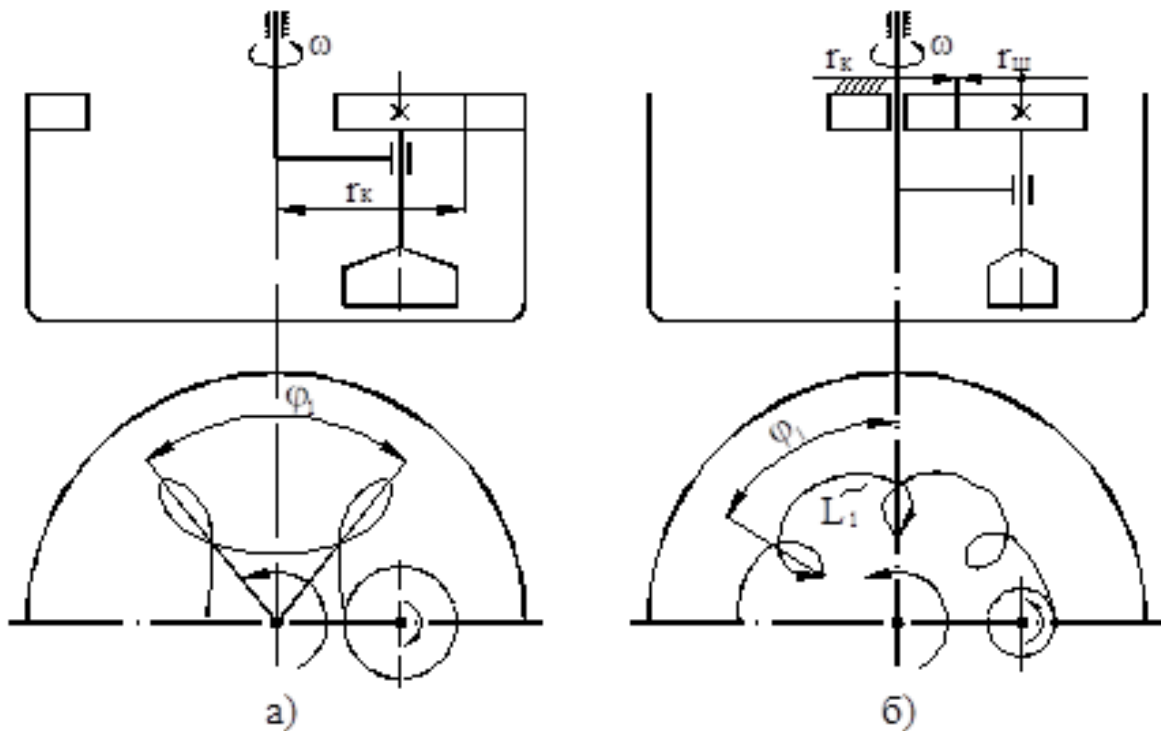


Рис. 2.48. Траєкторія руху вінчика збивалки з планетарним приводом

Експериментально було встановлено, що необхідна для збивання середня швидкість точки робочого органу може бути знайдена з рівняння:

$$v_{cp} = C_v \cdot d_g^{0,5}, \quad (2.172)$$

де C_v – розмірна постійна величина, отримана експериментально для певного виду суміші: 5,41 – для яєчно-цукрової суміші; 1,36 – для білково-цукрової суміші; 4,8 – для вершкового крему;

d_b – діаметр вінчика, м.

У збивалці необхідна середня швидкість досягається вибором геометричних та кінематичних параметрів конструкції. Так, фактична середня лінійна швидкість робочого органу визначається:

$$v_{cp} = L_1/T_1, \quad (2.173)$$

де L_1 – довжина траєкторії руху робочого органу за один оборот робочого органу навколо власної осі;

T_1 – період обертання робочого органу.

При циклоїдальному русі робочого органу (рис. 2.48):

$$T_1 = \frac{\varphi_1}{\omega} = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{ш}}{\omega \cdot r_{к}}, \quad (2.174)$$

де $r_{ш}$, $r_{к}$ – відповідно, радіуси начальних кіл шестерні та колеса в приводі збивалки;

ω – кутова швидкість приводного валу.

Якщо підставити в рівняння (2.173) вирази з рівнянь (2.174) отримаємо:

$$v_{cp} = \frac{L_1}{T_1} = \frac{L_1 \cdot r_{к} \cdot \omega}{2 \cdot \pi \cdot r_{ш}}. \quad (2.175)$$

Звідси можна отримати кутову швидкість приводного валу збивалки, що забезпечить необхідний режим збивання:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{ш} \cdot v_{cp}}{L_1 \cdot r_{к}}. \quad (2.176)$$

Приклад. Визначити необхідну кутову швидкість приводного валу збивалки з планетарним рухом робочого органу при $r_{ш} / r_{к} = 0,25$; $v_{cp} = 1,2$ м/с; $L_1 = 145$ мм.

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,25 \cdot 1,2}{0,145} = 13 \text{ с}^{-1}.$$

Використовуючи результати експерименту, можна також визначити тривалість збивання T та необхідну потужність P за критеріальними рівняннями:

$$T = \frac{C_T \cdot d_g}{v_{cp}}, \quad (1)$$

$$P = C_P \cdot \eta \cdot d_s \cdot v_{cp}^2, \quad (2)$$

де C_T та C_P – критеріальні коефіцієнти, які вибираються з таблиці 1;

η – в'язкість суміші в момент готовності (табл. 1).

Таблиця 1

Значення критеріальних коефіцієнтів та в'язкості залежно від складу суміші

Суміш	C_T	C_P	η , Па·с
Яєчно-цукрова	$19 \cdot 10^3$	$25 \cdot 10^{-3}$	18
Білково-цукрова	$20 \cdot 10^3$	$25 \cdot 10^{-5}$	1900
Крем вершковий	$8 \cdot 10^3$	$65 \cdot 10^{-5}$	1475

Орієнтовні рекомендації щодо вибору розмірів збивача:

$$H/D = 0,5 \dots 0,8; \quad H/d_b = 0,8; \quad D/d_b = 1,75,$$

де H – висота ємкості;

D – діаметр ємкості.

4.5. Характеристика процесу замішування тіста в побутових тістомісилках

В стаціонарних УКМ замішування тіста відбувається за допомогою гачків, спіралеподібних вінчиків, які приводяться в рух за допомогою планетарних передач.

В УКМ-процесорах замішування відбувається за допомогою профільованих дисків.

Конфігурація робочих органів та форма ємкості повинні забезпечити замішування без “мертвих” зон. Потужність в кінці процесу стабілізується.

Для замішування тіста використовують компоненти в сипкому, рідкому та в'язкому стані. Це не дозволяє використовувати для теоретичного опису якусь одну із теорій змішування. На початку процесу відбувається перерозподіл компонентів в загальній масі наближено аналогічно процесу перемішування сипких середовищ. Після утворення в'язкого середовища процес змішування відбувається за рахунок деформацій зсуву (рис. 2.49).

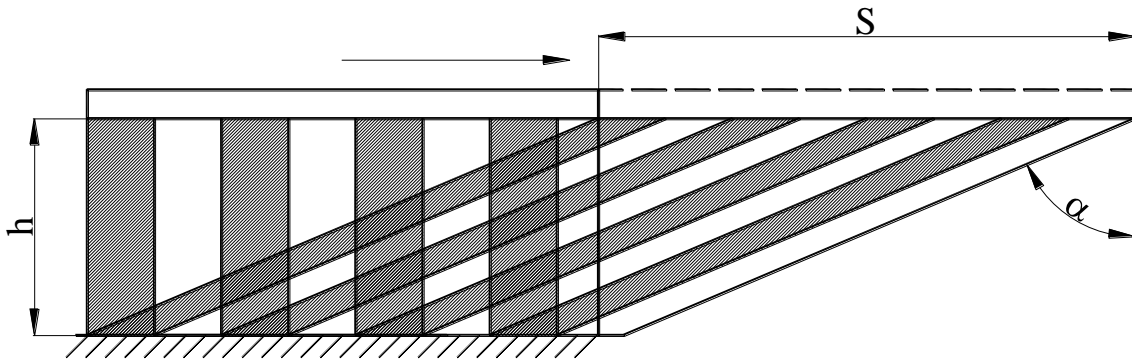


Рис. 2.49

Внаслідок зсуву рухомої площини сусідні шари середовища, якими умовно представлені компоненти в'язкої маси, витягуються, зменшуючись по товщині. Це приводить до взаємного розподілу компонентів по робочому об'єму продукту. Якість змішування пропорційна зсуву γ :

$$\gamma = \frac{S}{h}. \quad (2.177)$$

При цьому напруга у в'язкому середовищі дорівнює:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma}^n, \quad (2.178)$$

де η – в'язкість;

$$\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt} \text{ – швидкість зсуву;}$$

n – показник степені, що визначається експериментально.

Рівняння (2.177), (2.178) можуть бути використані для розрахунку параметрів процесу, але потребують проведення певного обсягу експериментальних досліджень.

Досліди, що були проведені в науково-дослідній лабораторії кафедри машин та апаратів побутового призначення КТІЛП, показали, що найкращим робочим органом для стаціонарних УКМ є гачковидний з частотою обертання 400 об/хв в профільованій під нього ємкості.

В УКМ-процесорах найкращий результат був отриманий при використанні робочого органу у вигляді стріловидного ножа з частотою обертання 900...1000 об/хв. Споживана потужність визначається з рівняння:

$$P = 0,125 \cdot \zeta \cdot \delta \cdot \rho \cdot \omega^3 (R_z^4 - R_v^4), \quad (2.179)$$

де $\zeta = 25 \dots 50$ – коефіцієнт опору при замішуванні густого тіста;

δ – товщина робочого органу;

R_z, R_v – відповідно, зовнішній та внутрішній радіус, що обмежують робочу зону;

ρ – густина продукту.

Питання для самоконтролю

1. Основи теорії змішування рідин та в'язких середовищ.
2. Кінематичні параметри при механічному змішуванні рідин.
3. Силкові параметри при механічному перемішуванні рідин.
4. Суть збивання продуктів, робочі органи збивалок.
5. Силкові та кінематичні параметри при збиванні продуктів.
6. суть замішування тіста, робочі органи побутових тістомішалок.
7. Силкові залежності процесу замішування тіста.

Література

1. Косіюк М.М., Черменський Г.П. Основи науково-технічної творчості, Хмельницький, “Поділля”, 2014.- 416 с.
2. Шпора П.Е., Шпора И.П., Техническая эстетика и основы художественного конструирования, К., “Вища школа”, 2014.- 247 с.
3. Кольман-Иванов Э.Э. “Конструирование и расчёт машин химических производств. Кольман-Иванов Э.Э., Гусев Ю.И., Карасев И.Н. и др. Учебник для машиностроительных вузов по специальности «Химическое машиностроение и аппаратостроение» — М.: Машиностроение, 1985. — 408 с, ил.
4. Лебедев В.С. “Расчёт и конструирование типовых машин и аппаратов бытового назначения.», М., Лёгкая и пищевая промышленность, 1985, 327 с.
5. Л.И. Гордон Расчет и конструирование торгово-технологического оборудования: Учеб. пособие / Л.И. Гордон, Т.А. Конюшко, И.И. Лангенбах и др. – Л.: Машиностроение, Ленинградское отделение, 1985. – 335 с.

Навчальне видання

*Бондарнко Микола Йосипович
Демішонкова Світлана Анатоліївна*

ІНЖЕНЕРНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТА РОЗРАХУНОК ЕЛЕКТРОПОБУТОВОЇ ТЕХНІКИ

Навчальний посібник

Редактор *Т. А. Бобовська*
Відповідальний за поліграфічне видання *Ю. В. Коноваленко*
Коректор *Н. П. Біланюк*

Підп. до друку 27.11.2019 р. Формат 60x84 1/16.
Ум. друк. арк. 10,92. Облік. вид. арк. 8,55. Тираж 15 пр. Зам. 1215.

Видавець і виготовлювач Київський національний університет технологій та дизайну.
вул. Немировича-Данченка, 2, м. Київ-11, 01011.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 993 від 24.07.2002.