

В. Гетта
С. Завацький
М. Корзаченко

Будівельна техніка

Чернігів – 2014

УДК

Рекомендовано до видання Вченою радою Чернігівського державного інституту економіки і управління (протокол № _____ від _____)

Рецензенти:

І.М.Іванова – док. технічних наук, професор кафедри промислового і цивільного будівництва Чернігівського державного інституту економіки і управління

О.М.Торубара – док. пед. наук, професор, декан технологічного факультету Чернігівського національного педагогічного університету імені Т.Г.Шевченка

І.О.Прибитько – канд. техн. наук, доцент кафедри технологій зварювання і будівництва Чернігівського національного технологічного університету

Гетта В.Г. Завацький С.В. Корзаченко М.М.

Будівельна техніка: Навчальний посібник. – Чернігів, 2014. 451 с.

Навчальний посібник складається з двох частин. В першій частині «Основні складові будівельної техніки» викладений навчальний матеріал, який сприятиме підготовці студентів до сприйняття основного матеріалу. В другій частині йдеться про сучасні будівельні машини та пристрої, їх будову та технологічні можливості.

Матеріал навчального посібника викладений у відповідності з програмою курсу «Будівельна техніка».

Навчальний посібник призначений для студентів факультетів будівельного спрямування.

ЗМІСТ

Частина I. ОСНОВНІ СКЛАДОВІ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Розділ I. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ З ОСНОВ ТЕХНІКИ

- 1.1. Техніка – процес і засіб праці людини
- 1.2. Закономірності та тенденції розвитку техніки
- 1.3. З'єднання деталей в техніці
- 1.4. Підшипники кочення і ковзання
- 1.5. Механічні муфти зчеплення
- 1.6. Осі та вали
- 1.7. Гальмівна система
- 1.8. Двигуни
- 1.9. Загальні відомості про гідравлічний привід

Розділ II. Механічні передачі

- 2.1. Пасові передачі
- 2.2. Ланцюгові передачі
- 2.3. Фрикційні передачі
- 2.4. Зубчасті передачі
- 2.5. Черв'ячні передачі
- 2.6. Планетарні передачі
- 2.7. Гвинтові передачі

Частина II БУДІВЕЛЬНІ МАШИНИ ТА ПРИСТРОЇ

Розділ I. БУДІВЕЛЬНІ МАШИНИ

- 1.1. Машини для землерийних робіт.
- 1.2. Машини для виконання бетонних робіт
- 1.3. Бурильно-кранові машини і машини для буріння свердловин під бурозабивні палі
- 1.4. Будівельні крани

Розділ II. МЕХАНІЧНІ І РУЧНІ ТЕХНІЧНІ ПРИСТРОЇ БУДІВЕЛЬНОГО СПРЯМУВАННЯ

- 2.1. Будівельні змішувачі
- 2.2. Будівельні вібратори
- 2.3. Дробарки щебеню
- 2.4. Ручні і механічні пристрої для опоряджувальних робіт в будівництві
- 2.5. Ручні електрифіковані інструменти для обробки деревини

Вступ

Механізація і автоматизація в даний час стала одним з основних способів удосконалення виконання трудомістких будівельних і монтажних робіт. Будівельні роботи треба організувати так, щоб переважну більшість робіт виконували машини. Це можливо здійснити тоді, коли на будівництві буде використовуватись комплекс машин, якими будуть керувати висококваліфіковані спеціалісти.

В останні роки багато зроблено в цьому напрямі. На будівельних майданчиках з'явилося багато нових потужних, високопродуктивних машин, спроможних виконувати самі різноманітні роботи. Це потужні екскаватори, різноманітні крани великої вантажопідйомності, продуктивні землерийні машини, розчинно- і бетонозмішувальні машини та інше. Багато з них оснащені складною електронною технікою, яка не тільки полегшує працю спеціалістів, а й підвищує точність виконання операцій, продуктивність праці, безпечність виконання робіт. Це викликає потребу в висококваліфікованих працівниках – екскаваторщиках, крановщиках, бульдозеристах тощо. Відповідно зростають вимоги й до інженерів-будівельників, бо потрібно будувати не тільки швидко, надійно і красиво, а й економічно. Задовольнити ці вимоги можна тільки тоді, коли будівництвом будуть керувати висококваліфіковані інженери-будівельники.

В зв'язку з цим на інженерно-будівельних факультетах введений курс «Будівельна техніка», який передбачає не тільки ґрунтовне вивчення будівельної техніки, а й умов її ефективного використання. Реалізувати це завдання можна тільки тоді, коли навчальний процес буде забезпечений самими сучасними засобами навчання, інформаційними та інноваційними педагогічними технологіями. Значну роль в навчальному процесі відіграють підручники як на паперовій, так і на електронній основі.

Підготовлений навчальний посібник складається з двох частин. Завданням першої частини є підготовка студента до

сприйняття основного матеріалу, викладеного в другій його частині. Тому при вивченні першої частини акцентується увага на засвоєнні основ техніки – опануванні технічними поняттями, ознайомленні з основними деталями, вузлами і механізмами, що мають місце в будівельній техніці, правилами їх експлуатації, умінні читати і складати креслення, розвитку технічного мислення тощо. Іншими словами, акцентується увага на піднятті технічної грамотності студентів.

Друга частина навчального посібника спрямована на вивчення сучасної будівельної техніки. В ній навчальний матеріал підготовлений і викладений так, щоб майбутні інженери-будівельники не тільки мали уявлення про будівельні машини, а й володіли конкретними, глибокими знаннями про їх будову і експлуатацію. Дослідження і практика свідчать, що термін роботи будівельної техніки її ефективне використання в значній мірі залежить від технічної і технологічної грамотності не тільки робітників-спеціалістів, а й керівників виробничими процесами.

Частина I. ОСНОВНІ СКЛАДОВІ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Розділ I. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ З ОСНОВ ТЕХНІКИ

1.1. Техніка – процес і засіб праці людини

Техніка (від грецького *techne* – мистецтво, майстерність) – сукупність засобів людської діяльності, створюваних для здійснення процесу матеріального виробництва і задоволення невиробничих потреб суспільства. В техніці матеріалізовані знання і досвід, нагромаджені в процесі розвитку суспільного виробництва. Техніка, будучи невіддільною від процесу праці, від діяльності людей, не тотожна їм повністю, а є лише складовою, необхідним їх елементом. Вона – частина цілого, яка виконує цілком певні функції людської діяльності.

Поняття "техніка" – одне з найдавніших. Його поява відноситься до глибокої давнини, коли люди почали усвідомлювати зміст праці, роль у ній знарядь. Ще найдавніші мислителі поділяли навколишнє середовище на природне і штучне, застосовуючи відповідні поняття (наприклад, "фюзіс" і "техне" у Аристотеля). Довгий час поняття "техніка" не диференціювалось і визначало як власне техніку, так і технологію. Відголоси цього колишнього, недиференційованого значення слова "техніка" зустрічаються і тепер. До цього часу ще можна зустріти такі вирази, як "техніка водіння автомобіля" (літака та інших транспортних засобів), техніка живопису та інші, які означають володіння операційною суттю будь-якої конкретної діяльності людини. Але таке значення слова "техніка" практично зникає як з нашої мови, так і з мови інших народів. Інакше кажучи, недиференційоване в минулому поняття, яке позначалося загальним словом "техніка", за нашого часу поділилося на такі поняття, як "техніка" (у теперішньому розумінні), "технологія і майстерність" або "мистецтво" – володіння деяким видом діяльності.

Поняття "техніка" є багатоплановим і конкретно історичним. На перших етапах технізації суспільства основною

сферою застосування техніки було матеріальне виробництво. Тому в минулому, аж до 50-х років, техніку і визначали переважно як сукупність засобів праці у сфері матеріального виробництва. Таке визначення хоч і вказує на основну функцію техніки, ще не дає повного уявлення про всю сукупність галузі її застосування у наш час. По-перше, у цьому випадку не враховується техніка невиробничих сфер діяльності – побутова, спортивна тощо. По-друге, не враховується техніка, яка застосовується для забезпечення життєдіяльності людини. Наприклад, таке визначення не включає штучних органів людини, які безумовно є технічними об'єктами, але не можуть бути засобами праці в прямому розумінні цього слова. Значить, підходячи більш широко до визначення техніки з функціональної точки зору, можна сказати, що це сукупність матеріальних засобів цілеспрямованої праці людей, а також їх існування чи життєдіяльності.

Але і це визначення ще не можна вважати повним, бо сутність техніки її функціональним аспектом не вичерпується. Адже засоби праці, в тому числі й техніка, це, власне, речі, які людина розміщує між собою і предметом праці і котрі застосовуються нею як провідник її дії на цей предмет. Отже за своєю сутністю техніка є саме матеріальним утворенням, яке в функціональному аспекті залежить від мети людини і одночасно визначається об'єктивними законами і процесами природи.

Слід також підкреслити один принципово важливий момент: техніка є не тільки засобом, а й продуктом праці, результатом науково-дослідної, проектно-конструкторської і матеріально-виробничої діяльності людини. Таким чином, ***техніка являє собою клас штучних матеріальних утворень чи систем, які є продуктом і засобом суспільної праці людини і одним із засобів її життєдіяльності.***

1.2. Закономірності та тенденції розвитку техніки

Історія техніки являє собою історію опанування різних джерел енергії, форм руху матерії, використання різноманітних процесів, від яких залежать конструкції технічних засобів і

особливості технології та її ефективність. Техніка розвивалася під впливом суспільних, в тому числі й виробничих, потреб. Вирішальний вплив на неї справляв спосіб виробництва, інтереси панівного класу.

Рабовласницький клас не був зацікавлений у розвитку техніки, використовуючи рабів як "живі знаряддя". Будь-якою складною технікою раби не могли керувати, до того ж вона в їх руках могла б стати небезпечною зброєю проти рабовласників. Праця рабів настільки дешева, що заміна її механізмами була б економічно не вигідною. Праця раба може бути тільки ручною, цього вимагає його соціально-політичний статус. Розуміючи це, американські плантатори XIX століття використовували чорношкірих невольників саме на тяжких сільськогосподарських роботах, а не у промисловості.

Вільні ремісники і землероби в античну та феодальну добу також не потребували іншої техніки, ніж знаряддя ручної праці. Ось чому складні технічні механізми, за винятком млинів та вітряків, не дістали помітного застосування протягом сімнадцяти століть.

Стан справ істотно змінюється на краще з розвитком мануфактурного виробництва. Його дрібна спеціалізація і перетворення виробництва на механічний процес з диференціацією операцій означали створення нових виробничих відносин.

Мануфактурний виробник вимушений доводити свої функції до такого автоматизму, що вони можуть бути передані машинам. Так виникли передумови до переходу до машинної техніки.

Техніка пройшла історично тривалий шлях розвитку: від примітивних знарядь первісної людини до найскладніших засобів сучасного виробництва. В історії техніки звичайно вирізняють три періоди: ручних знарядь, машинний, автоматичної системи машин. Ці періоди різняться між собою функціями людини і техніки у виробничому процесі.

На **першому етапі** людина в процесі праці застосувала прості, а пізніше дещо складніші знаряддя. Їх приводила в дію

або мускульна сила людини, або сили природи (вода, вітер тощо). У цей період техніка являла собою, як правило, тільки виконавчий механізм.

На **другому етапі** ручна праця із застосування знарядь замінюється машиною. Машина замінює не тільки живу працю, й самого працівника та його ремісничий інструмент. Винахід прядильних робочих машин та створення універсальної парової машини дали поштовх промислового перевороту кінця XVIII початку XIX століть, який ознаменував перехід від мануфактурного способу виробництва до машинного. Удосконалена парова машина дала можливість приводити в рух цілий ряд робочих машин. Це стало передумовою створення різних передавальних механізмів, що утворювали в багатьох випадках досить розгалужену механічну систему. Подальший розвиток промисловості став можливим завдяки тому, що вона оволоділа найбільш характерним для неї засобом виробництва – самою машиною. Поступово з'являються не тільки робочі машини (машини-знаряддя), за допомогою яких змінюють форму, розміри та властивості предметів праці. Винайдені машини-двигуни, які перетворюють один вид енергії на інший. Замість одного виконавчого механізму в машині стає три: рушійний, передавальний та виконавчий. Причому, якщо спочатку механічні верстати, парові та інші машини створювалися окремими умільцями кустарним способом, то надалі, з появою рушійного та передавального механізмів і робочих машин, їх ускладненням, з появою нових матеріалів, які важко піддаються обробці, виникла об'єктивна необхідність масового промислового виробництва і застосування машин у промисловості.

Почавши виробництво "машин машинами", велика капіталістична промисловість створила тим самим їхній адекватний технічний базис. Протягом XIX-XX століть технічні засоби праці проникли не тільки в окремі ланки виробничих процесів, а й послідовно завоювали всі галузі промисловості, витіснивши традиційні форми виробництва, які ґрунтувалися на ручній праці й ремісничій техніці. Машинне виробництво

дістало винятково широке розповсюдження в усіх індустріально розвинутих країнах світу. З розвитком великої промисловості удосконалювалися конструкції, збільшувалася потужність і продуктивність технічних засобів. Наприкінці XIX ст. парова машина поступово замінюється більш економічним і компактним двигуном внутрішнього згорання, який дозволив створити нові типи робочих і транспортних машин (автомобілі, трактори, літаки тощо). Були винайдені нові засоби перетворення енергії на основі застосування парових і гідравлічних турбін, з'єднаних з генераторами електричного струму. Удосконалення електричних двигунів привело у 1-й половині XX ст. до повсюдного використання їх для групового та індивідуального приводу робочих машин (у металорізальних, деревообробних, ткацьких та інших верстатах, у ковальсько-пресових, гірничих, підйомно-транспортних машинах, у прокатних станах тощо).

Поступово на зміну машинам приходять технічні системи. У системі машин з'являються механізми автоматичного керування: механічні, електричні або на основі електронно-обчислювальних засобів. Причому, якщо при переході від ручних знарядь до техніки машинної машинам передавалися безпосередньо виконавсько-технологічні та енергетичні функції, то подальший ступінь – автоматична система машин передбачає заміну людини машиною в інтелектуальних функціях контролю й управління.

У системі машин предмет праці послідовно вступає в ряд пов'язаних між собою часткових процесів, котрі виконуються сукупністю різнорідних, але взаємодоповнюючих одна одну машин. У розвинутій формі система машин створює передумови для безперервно-потокowego виробництва, дедалі більш широкого застосування автоматів – робочих машин, які самостійно, без безпосередньої участі людини виконують усі основні й допоміжні операції (наприклад, перемикання швидкостей і подач, реверс, установку виробів і знімання їх після обробки, підведення і відведення робочих органів тощо). Кожний автомат являє собою складний агрегат, який включає

один чи декілька двигунів, ряд передавальних механізмів, декілька робочих органів і спеціальні пристрої контролю, регулювання, керування тощо. У процесі автоматизації виробництва створюються машини-автомати, в яких одночасно можуть діяти десятки робочих органів, виконуючих найскладніші технологічні операції. Автоматична техніка вивільняє людину від напруженої праці по виконанню трудомістких функцій, забезпечує значне зростання продуктивності праці і високу якість роботи зберігаючи однорідність, точність і сталість параметрів випущеної продукції.

Тенденції розвитку техніки. Сучасний період розвитку техніки характеризується дедалі зростаючим прискоренням темпів модернізації, заміни технічних засобів виробництва, створенням широкої номенклатури нових машин, механізмів, апаратів і приладів, максимальною стандартизацією та уніфікацією виробів, інтенсивним розвитком електроніки, радіотехніки, хімічної технології, авіаційної і космічної техніки, ядерної техніки, систем автоматичного керування і регулювання, лазерної та обчислювальної техніки тощо. Одна з найважливіших тенденцій розвитку техніки у другій половині ХХ ст. – **створення комбінованих машин**, у яких різні агрегати, розташовані у технологічній послідовності, по чергово впливають на предмет праці. Розвиток комбінування й автоматизації у промисловості приводить до створення автоматичних ліній, цехів-автоматів та заводів-автоматів, які характеризуються найвищою економічною ефективністю.

Передбачаються якісні зміни в елементах та структурі технічних систем. Мова йде про ускладнення техніки за рахунок збільшення загальної кількості елементів, з яких складаються окремі машини та інші технічні засоби, за рахунок створення та використання якісно нових елементів технічних засобів, таких як керуючі та логічні пристрої. Вже тепер для техніки характерним є використання в машинах та механізмах усе більшого числа елементів. Наприклад, сучасні металорізальні верстати складаються з тисяч деталей та вузлів, приводять у дію десятки,

а то й сотні інструментів. Для сучасної техніки показовим є створення особливо великих за своїми масштабами так званих **великих систем**.

Прикладом великих систем можуть бути системи енергетичні, транспортні, іригаційні, зв'язку. Вони об'єднують працю чисельних колективів людей, дію багатьох установок, машин і механізмів. Тенденція розвитку технічних систем полягає в тому, що з часом складуться єдині системи техніки у багатьох галузях практичної діяльності, системи в національних – а з часом і в міжнародних масштабах.

Найважливішим напрямом розвитку енергетичної техніки у недалекому майбутньому стане перетворення хімічної і теплової енергії палива за допомогою паливних елементів та магнітогідродинамічних генераторів безпосередньо на електричний струм для живлення двигунів. Для транспортного двигуно-будування розпочато розробки зі створення економічних роторних безпоршневих та роторно-поршневих двигунів внутрішнього згоряння (наприклад, двигун Ванкеля), електричних автомобільних двигунів тощо.

На основі проведення глибоких фундаментальних досліджень передбачається створення та використання нових джерел енергії, процесів, форм руху матерії. Цілком незаперечна тенденція переходу від техніки, яка базується на макро-процесах, на механічній формі руху, до техніки, яка ґрунтується на комплексному використанні різних форм руху, особливо фізико-хімічних процесів, на **технологічному використанні мікропроцесів**.

Для багатьох зразків техніки (особливо виробничого призначення) характерним стає підвищення робочих параметрів (температури, тиску, швидкості, напруги, обсягу переробленої інформації тощо). Вже традиційним стає використання в техніці принципово нових матеріалів і поліпшення властивостей традиційних матеріалів (наприклад, заміна металевих деталей машин деталями із пластмас, склопластиків тощо).

Характерна тенденція розвитку техніки – **використання високоефективних технічних засобів** для полегшення

розумової праці, підвищення її продуктивності. У сучасний період здійснюється активне вторгнення техніки у сферу розумової праці. Розвиток електроніки, кібернетики, удосконалення ЕОМ створюють передумови для передання машинам не тільки керуючих, а й логічних функцій людини, тобто функцій її розумової діяльності. Застосування контрольних-керуючих, інформаційних та обчислювальних машин оптимізує планування й управління виробництвом, підвищує продуктивність розумової праці, звільняє людину від виконання багатьох трудомістких розрахункових операцій, скорочує витрати на адміністративно-управлінський апарат. З метою раціоналізації діловодства, підвищення ефективності праці конструкторських, технологічних, планово-економічних та інших організацій розширюється випуск і використання різних засобів оргтехніки. Оргтехніка – комплекс технічних засобів для механізації й автоматизації управлінських та інженерно-технічних робіт. До засобів оргтехніки належать прилади, пристрої і машини від авторучок та точилок для олівців до диктофонів, друкарських машин й автоматів, копіювально-розмножувальних апаратів та ЕОМ. Дедалі більшого поширення набувають засоби копіювання документів (пристрої та апарати для факсимільного виготовлення копій і для оперативної поліграфії), засоби пошуку інформації (механізовані картотеки, автономні запам'ятовуючі пристрої та інформаційно-пошукові системи на базі ЕОМ), засоби механізації та автоматизації проектно-конструкторських робіт тощо. Застосування засобів оргтехніки сприятиме росту продуктивності управлінської праці (якщо за останні 100 років продуктивність праці у промисловості зростає майже у 15 разів, то у сфері управління лише в 2 рази), підвищенню ефективності управління.

Особливого значення набувають специфічні технічні засоби, спроможні замінити людину при виконанні стомлюючих або шкідливих для її здоров'я операцій (так звана робототехніка). Робототехніка покликана займатися питаннями побудови технічних систем, функціонально еквівалентних деяким з найважливіших систем організму людини. Завдання,

що стоять перед робототехнікою, цілком визначають головні напрями її розвитку. Так, створенням та використанням штучних органів відчуття для роботів займається такий розділ робототехніки, як сенсорна технологія, а навчанням роботів елементам розумової діяльності людини – розділ штучного інтелекту та інформатики. Робототехніка у вигляді самостійного розділу включає галузь механіки, пов'язану з розробкою механічних маніпуляторів. Розділ робототехніки, який має справу з конструювання маніпуляторів, дістав назву "промислова робототехніка" або "робототехнологія". Технічні можливості засобів робототехніки вже тепер досить широкі. Вони забезпечуються різноманітними конструкціями промислових роботів.

Одна з особливостей сучасної техніки – швидке, іноді стрімке проникнення нової техніки у багато які галузі виробництва і науки, в тому числі такі, де її застосування важко було навіть передбачити. Прикладом цього може бути прогрес лазерної техніки, історія розвитку якої нараховує всього декілька десятиліть.

Зв'язок техніки з розвитком суспільства. Розвиток техніки залежить від системи суспільного виробництва. Темпи технічного прогресу обумовлені соціально-економічними факторами, відповідністю виробничих відносин рівневі розвитку продуктивних сил, у складі яких техніка є найбільш рухомим елементом. В історії техніки можна знайти немало прикладів того, як виробничі відносини, вступивши в суперечність з розвитком продуктивних сил, гальмували розробку і впровадження нових винаходів і відкриттів і, навпаки, коли виробничі відносини, які відповідали досягнутому рівню продуктивних сил, створювали сприятливі умови й стимули для швидкого розвитку нової техніки. Будучи залежною у своєму розвитку від соціально економічних умов того або іншого суспільного ладу і як революціонізуючий елемент продуктивних сил, техніка в той же час сприяє зміні цих умов.

Ступінь розвитку техніки значною мірою визначає рівень розвитку суспільства. Докорінні зміни в техніці викликають

ланцюгову реакцію змін в економічних та соціальних інститутах суспільства. Так, машинне виробництво створило умови для небаченого росту продуктивності праці та її усупільнення, для заміни дрібного, кустарного виробництва великим. Та в умовах того часу прогрес, спричинений машинною індустрією, супроводжувався загостренням та поглибленням соціальних протиріч. Використання техніки, зумовлене ростом прибутків в свою чергу, призвело до розорення безлічі дрібних товаровиробників, супроводжувалося зростанням безробіття, інфляцією.

Розвиток техніки, прогрес тих чи інших її галузей і напрямів, пов'язані з поглибленням спеціалізації виробництва, розвитком міжнародного розподілу праці, залежать не тільки від соціально-економічних, а також і від географічних, кліматичних та інших особливостей країни. Специфіка об'єктивних умов визначила, наприклад, прискорений розвиток суднобудування, морської та портової техніки у Великобританії, верстатобудування, гірничої та металургійної техніки у Німеччині, електротехніки, радіоелектроніки, робототехніки в Японії, лісової та целюлозно-паперової промисловості у Фінляндії тощо.

Вплив сучасної техніки на суспільство проявляється не тільки у сфері матеріального виробництва та науки (хоч останні і залишаються головними сферами впливу). Так, наприклад, розвиток військової техніки, і особливо стратегічного призначення, визначають важливі аспекти взаємовідносин між державами, відбиваються на стані їхньої економіки. Система освіти, культури, побут значною мірою змінюються під впливом постійного розвитку технічних засобів. Кіно, радіо, телебачення привели до появи нових видів мистецтва, глибоко вплинули на культуру в цілому, зробивши її здобутком широких мас. Поява і розповсюдження технічних засобів навчання (особливо контролюючих та навчаючих машин і засобів, тренажерів тощо) дали можливість підвищити ефективність учбового процесу в навчальних закладах, здійснити принципи програмованого навчання. Дедалі більшого розвитку набуває побутова техніка,

яка використовується для полегшення багатьох домашніх робіт. Масового розвитку набули торгові автомати. У багатьох країнах сформувалися спеціальні служби побуту, які займаються впровадженням побутових машин, їх обслуговуванням та ремонтом. Сучасна техніка стимулює розвиток медицини. Так, приміром, застосування лазера як хірургічного інструмента (у квантових офтальмокоагуляторах) визначило розвиток важливого розділу медицини – мікрохірургії ока.

Розвиток деяких видів сучасної техніки внаслідок їх складності, високої вартості, необхідності об'єднання зусиль наукових установ багатьох країн для одержання нових науково-технічних результатів зумовлює міжнародну технічну кооперацію. Так, співробітництво в галузі телебачення дало можливість створити системи інтербачення, євробачення тощо; науково-технічна кооперація в атомній енергетиці координується Міжнародним агентством по атомній енергетиці (МАГАТЕ). Спільними зусиллями багатьох країн освоюється космічний простір, плануються спільні міжнародні програми для дослідження планет Сонячної системи.

1.3. З'єднання деталей в техніці

Загальні відомості про з'єднання деталей. Під час складання будь-якого виробу (автомобіля, металорізального верстата, радіоприймача, фотоапарата, велосипеда тощо) головним видом робіт є виконання різних з'єднань деталей. Складання двох чи декількох деталей можна виконати у вигляді нерухомого чи рухомого з'єднання їх. Нерухомо з'єднані деталі зберігають незмінне взаємне положення, а рухомо з'єднані спряжені деталі мають змогу певного взаємного переміщення.

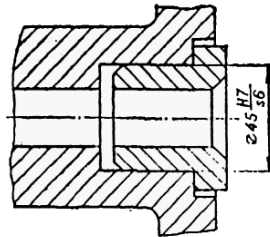
Крім того, з'єднання деталей у виробі можуть бути нерознімними (нерозбірними) чи рознімними (розбірними). Нерознімні з'єднання застосовують у тих випадках, коли при експлуатації виробів розбирання з'єднаних деталей не передбачено. Якщо за умовами експлуатації необхідно здійснювати розбирання з'єднань, їх виконують рознімними.

Рухомі з'єднання. Рухомі з'єднання є розбірними (нерознімні рухомі з'єднання трапляються дуже рідко) і виконують їх за допомогою ходових різьб, а також спряженням сферичних і конічних поверхонь. Нерухомі рознімні з'єднання досить різноманітні: до них належать різьбові, шліцьові (зубчасті) і шпонкові з'єднання, а також з'єднання за допомогою штифтів та шплінтів. Нерухомі нерознімні з'єднання здійснюються різними способами: зварюванням, паянням, склеюванням, за допомогою заклепок, запресовуванням (чи напресовуванням), розвальцьовуванням і завальцьовуванням.

Способи здійснення та конструктивні особливості виконання з'єднань деталей можуть бути досить різноманітними. Але, незважаючи на існування цієї різноманітності, види спряження поверхонь з'єднаних деталей надто обмежені.

Спряження деталей при їх взаємодії у будь-якому виробі здійснюється по циліндричних, конічних, сферичних, плоских і гвинтових поверхнях.

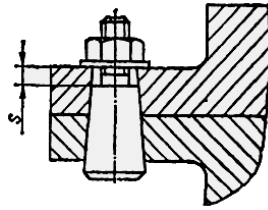
Циліндричні спряження найпоширеніші.



Мал. 1.1

Вони застосовуються у механізмах обертового і перетворювального руху – опорах валів, при установці втулок у корпусах, з'єднанні шківів чи зубчастих коліс з валами. З'єднання деталей по циліндричній поверхні можуть бути рухомими і нерухомими. На складальних кресленнях для таких з'єднань вказують: діаметр спряжених поверхонь і умовні позначення полів допусків отвору та вала, які утворюють посадку, (мал. 1.1).

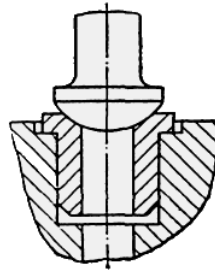
Конічні спряження використовують для трьох типів з'єднань: щільних (герметичних), рухомих і нерухомих, (мал.1.2).



Мал. 1.2

Щільні, чи герметичні, з'єднання застосовують в арматурі трубопроводів (пробкові крани), у клапанних пристроях різних регуляторів, насосів тощо (мал. 1.3).

Спряження по сферичній поверхні утворює тільки рухомі з'єднання, які застосовуються у конструкціях клапанів, шарнірах, самоустановлюваних опорах, кульових з'єднаннях трубопроводів тощо.



Мал. 1.3

Плоскі, чи пазові, спряження складаються звичайно з двох паралельних чи похилих площин, де дві взаємозв'язані площини однієї деталі охоплюють дві площини іншої. При цьому спряження деталей здійснюється по плоскій поверхні. Площини охоплюваної деталі утворюють паз найчастіше прямокутного профілю. Профіль перерізу охоплюваної деталі відповідає профілю паза. При цьому спряжувальним розміром з'єднання є ширина паза. Прикладами такого спряження може

бути спряження поршневих кілець по ширині у пазах поршня, спряження типу «ластівчин хвіст», а також шпонкові та шліцьові з'єднання, (мал.1.4).



Мал. 1.4

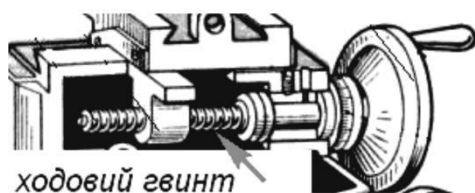
Спряження по гвинтовій поверхні утворює різьбове з'єднання. Таке з'єднання одержують внаслідок загвинчування двох деталей зі зовнішньою і внутрішньою різьбою. Залежно від типу різьби, яка є на спряжених поверхнях, різьбове з'єднання може бути кріпильним (нерухомим) чи рухомим.

Одна з деталей різьбової пари, яка має зовнішню різьбу, називається болтом, або гвинтом, інша (з внутрішньою різьбою) – гайкою, (мал. 1.5).



Мал. 1.5

Використання ходових різьб забезпечує вільне переміщення однієї деталі по іншій. Ходові гвинти використовуються в багатьох шкільних верстатах: свердлильному, токарно-гвинторізному, фрезерному, (мал.1.6).



Мал. 1.6

За допомогою ходової різьби здійснюється переміщення рухомої частини добре відомого всім пристрою – лещат.

Рознімні з'єднання. Характерною особливістю рознімних з'єднань є те, що вони допускають розбирання і повторне складання з'єднаних деталей без їх руйнування і пошкодження. До головних різновидностей рознімних з'єднань деталей належать:

різьбові з'єднання, які одержують нагвинчуванням однієї деталі на іншу чи за допомогою стандартних деталей з різьбою, (мал.1.7).



Мал. 1.7

У різьбових з'єднаннях використовується метрична і дюймова різьба різних профілів в залежності від технологічних завдань з'єднання. Різьба, утворена на циліндричній/конічній поверхні, називається циліндричною/конічною.

Залежно, від призначення різьби і різьбові з'єднання поділяють на три групи:

- кріпильні;
- кріпильно-ущільнювальні;
- спеціальні.

Контур перерізу різьби в площині, яка проходить через її вісь (вісь гвинта), називається профілем різьби. Розрізняють п'ять основних профілів різьби:

- трикутна;
- упорна;
- трапецієвидна;
- прямокутна;
- кругла.

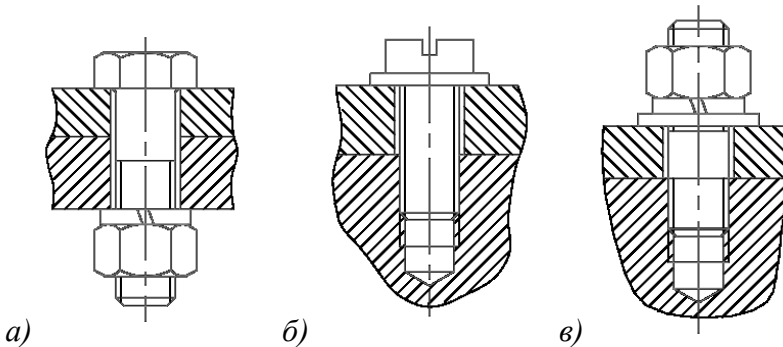
Якщо на видимій частині циліндра (конуса) гвинтова поверхня піднімається зліва направо, то різьбу називають правою, а якщо справа наліво, то лівою.

Залежно від кількості витків, які виходять з основи циліндра, різьби бувають:

- однозахідні;
- двозахідні;
- багатозахідні.

Різьбові з'єднання за видом з'єднувальних деталей поділяються:

- а) болтове з'єднання;
- б) гвинтове з'єднання;
- в) шпилькове з'єднання.



Мал. 1.8

До переваг різьбових з'єднань відносяться:

- технологічність;
- взаємозамінність;
- універсальність;

- надійність;
- масовість.

До недоліків різьбових з'єднань слід віднести:

- самовідгвинчування при перемінних навантаженнях, що вимагає застосування спеціальних засобів стопоріння;
- отвори під кріпильні деталі як різьбові, так і гладкі викликають концентрацію напружень у матеріалі скріплюваних деталей;
- для ущільнення (герметизації) з'єднання необхідно використовувати додаткові технічні рішення.



Мал. 1.9

Шпонкове з'єднання – один з видів з'єднання вала з втулкою з використанням додаткового конструктивного елемента шпонки, призначеної для запобігання їх відносного повертання, (мал.1.9). Найчастіше шпонкове з'єднання використовується для передачі обертового моменту в з'єднаннях обертового вала із зубчастим колесом або зі шківом. На відміну від з'єднань з натягом, які забезпечують взаємну нерухомість деталей без додаткових конструктивних елементів, шпонкові з'єднання – розбірні.

Розрізняють ненапружені і напружені шпонкові з'єднання. Ненапружені шпонкові з'єднання реалізують за допомогою призматичних і сегментних шпонок, а напружені – за допомогою клинових і тангенціальних шпонок.

На малюнку 1.10 показано шпонкове з'єднання призматичною шпонкою.

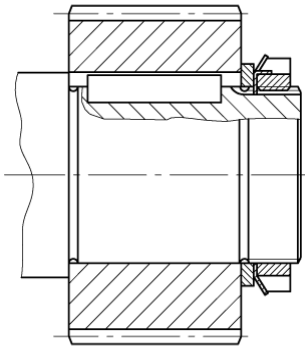
До переваг шпонкових з'єднань слід віднести:

- простоту будови і виготовлення;
- надійність конструкції;
- низьку вартість;
- нескладність монтажу і демонтажу.

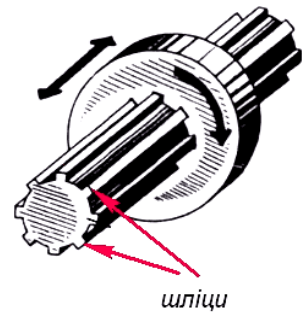
Недоліками шпонкових з'єднань є:

- послаблення міцності валу і маточини шпонковими пазами;
- обмеження моменту, що передається міцністю шпонки;
- ускладнення конструкції у разі переміщення деталі (блоку шестерні) вздовж валу.

Зубчасті (шліцьові) з'єднання – спряження втулок з валами, які утворюються за допомогою виступів на валу і западин такого ж профілю у втулці, (мал. 1.11).



Мал. 1.10



Мал. 1.11

Основні переваги:

- характеризується більшою навантажувальною здатністю у порівнянні з шпонковим з'єднанням при тих же параметрах спряження;
- забезпечує співвісність валу і отвору, з яким вал спрягається;
- дає можливість осьового зміщення та краще напрямлення деталей при переміщенні їх уздовж вала.

Недоліком слід вважати:

- складність виготовлення шліцьових валів;
- збільшення концентрації напружень.

За формою профілю шліців (зубів) розрізняють три типи з'єднань: **прямокутні**, **евольвентні** та **трикутні**.

З'єднання з прямокутним профілем зубів виготовляють із центруванням за внутрішнім діаметром, за зовнішнім діаметром і за бічними гранями зубів. Центрування за діаметрами забезпечує вищу точність з'єднання, а центрування за бічними гранями зубів – рівномірніший розподіл навантаження між зубами.

Прямокутні зубці використовують для зовнішніх діаметрів валів від 14 до 125 мм; число зубців від 6 до 20. За несучою здатністю (навантаженням, що передається) ГОСТ 1139–80 передбачають з'єднання трьох серій: легкої, середньої та важкої. З переходом від легкої до середньої та важкої серій при одному і тому ж внутрішньому діаметрі зростає зовнішній діаметр і збільшується число зубів.

Умовне позначення та допуски з'єднань із прямокутним профілем зубців у конструкторській документації регламентовані стандартами. Умовне позначення з'єднання з числом зубців $z = 8$, внутрішнім діаметром $d = 36$ мм, зовнішнім діаметром $D = 40$ мм, шириною зуба $b = 7$ мм, з центруванням по внутрішньому діаметру, з посадкою по діаметру центрування H7/f7, по нецентруючому діаметру H12/a11 і по розміру b H9/f9 має такий вигляд:

$$d - 8 \times 36 \frac{H7}{f7} \times 40 \frac{H12}{a9} \times 7 \frac{H9}{f9}$$

З'єднання з евольвентним профілем зубів згідно з ГОСТ 6033–80 можуть виготовлятися із центруванням по бічних сторонах, внутрішньому або зовнішньому діаметрах.

Евольвентні з'єднання використовують для діаметрів $D = 4 \dots 500$ мм та числах зубців $z = 6 \dots 82$. За стандартом кут профілю

початкового контуру зубів $\alpha = 30^\circ$, а за номінальний діаметр з'єднання беруть його зовнішній діаметр D :

$$D = m(z + 1,0 + 2x),$$

де m — модуль з'єднання;

x — коефіцієнт зміщення початкового контуру.

Наприклад, позначення з'єднання з $D = 50$ мм, $m = 2$ мм з центруванням по бічних сторонах зубів із посадкою Н9/г9:

$$50 \times 2 \times \frac{9H}{9g} \text{ГОСТ6033} - 80$$

З'єднання з трикутним профілем зубів.

Такі з'єднання виготовляють із центруванням тільки по бічних сторонах зубів. Ці з'єднання не стандартизовані і використовуються як нерухомі при тонкостінних втулках і обмежених габаритних розмірах за діаметром.

Із розглянутих типів зубчастих з'єднань тепер найпоширенішими є з'єднання з прямокутним профілем зубців. Вони використовуються для з'єднання з валами зубчастих коліс, півмуфт та інших деталей. Прямокутні і евольвентні з'єднання можуть бути рухомими або нерухомими. З'єднання з евольвентним профілем зубів більш технологічні і здатні передавати більші навантаження.

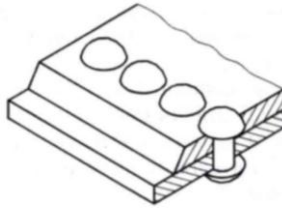
У більшості випадків зовнішній діаметр D з'єднання визначається з розрахунку вала на міцність та жорсткість. При визначенні довжини L з'єднання керуються співвідношенням:

$$\frac{L}{D} \geq 1,5$$

Нерознімі з'єднання. Характерною особливістю нерознімних з'єднань є відсутність можливості роз'єднати їх без руйнування чи значного пошкодження з'єднуваних деталей.

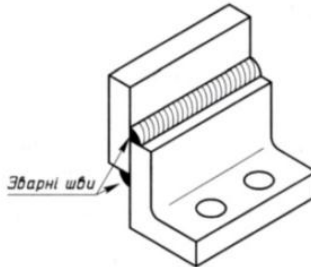
До головних різновидностей нерознімних з'єднань належать:

З'єднання заклепками – металеві стержні з головками, які вставляються в отвори з'єднуваних деталей і розклепуються у цьому положенні, (Мал. 1.12).



Мал. 1.12

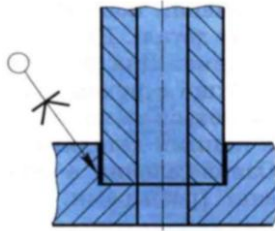
Зварні з'єднання, де жорсткий зв'язок між деталями виникає внаслідок плавлення металу (розплавляються частини деталей та дрiт або металевий стрижень електрода), (мал. 1.13).



Мал. 1.13

З'єднання паянням, коли деталі у нагрітому стані скріплюються одна з одною за допомогою додаткового легкоплавкого сплаву – припою (розплавляється лише припій).

Клейові з'єднання, які здійснюються за допомогою тонкого шару швидко твердіючого складу (клею), (мал. 1.14).



Мал. 1.14

До нерознімних з'єднань також відносять з'єднання **запресовуванням, розвальцьовуванням, з'єднання зшиванням, посадки з натягом** та інші.

Технологія нероз'ємних з'єднань

Технологія з'єднання зварюванням.

Зварним з'єднанням називається таке, яке утворюється завдяки міжмолекулярному зчепленню розплавленого електричною дугою, струмом чи іншим джерелом тепла металу частин деталей.

Хоча не всі види зварювання підпадають під це визначення. Плавлення металу може здійснюватись й іншим джерелом тепла, наприклад, при термітному зварюванні метал плавлять за рахунок тепла терміту, а при зварюванні вибухом міжмолекулярне зчеплення відбувається в результаті наближення частин деталей до міжмолекулярної відстані тощо. Проте в переважній більшості з'єднання зварюванням все-таки відбувається електродуговим способом.

*Метал деталей, що зварюються, називається **основним**, а метал, який вводиться в зварювальну ванну на доповнення до основного, називають **присадочним**. Ділянка з'єднання, яка утворилась в результаті зварювання називається **зварювальним швом**.*

*Розрізняють наступні види з'єднань зварюванням: **стикове, в наклад, кутове, таврове**. Зварні шви можуть бути **горизонтальні, вертикальні, під кутом та потолочні**. Виділяють **неперервні і переривчасті шви, а також нормальні, випуклі і вгнуті**.*

Для зварювання необхідне відповідне обладнання. Наприклад, при електродуговому ручному зварюванні потрібні зварювальний трансформатор, електроди, провідники та захисний щиток.

В кожному конкретному випадку застосовують свою технологію зварювання. Наприклад, при зварюванні труб великого діаметру поступають так. Стики труб очищають від іржі, бруду, роблять фаски, вирівнюють їх торці. Потім стикують труби і в трьох-чотирьох місцях (в залежності від величини діаметру) роблять "прихватку" довжиною 4-6 мм. Далі проварюють корінний шов електродом, діаметр якого 3 мм. Це забезпечує міцність і герметичність з'єднання. Заповнення ванни шва розплавленим металом здійснюють електродами діаметром 4-5 мм. Прокладання шва здійснюється застосовуючи відповідні рухи кінця електрода.

Технологія з'єднання заклепками.

Клепання застосовують для з'єднання виробів з листового металу чи профільного прокату в конструкціях, які під час роботи зазнають ударні чи вібраційні навантаження (в авіації, при будівництві мостів, водному транспорті тощо).

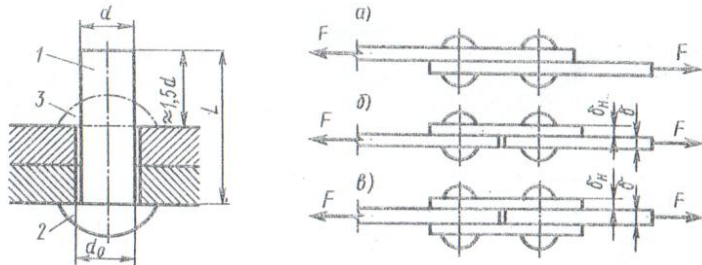
З'єднання клепанням здійснюють заклепками, виготовленими відповідної форми, розмірів та матеріалу. Заклепка має стрижень 1 і закладну головку 2, яка може бути сферичною чи конусною (потайною). Кінець стрижня заклепується з утворенням замикаючої головки 3.

Утворення замикаючої головки відбувається в ручну, за допомогою молотка, або пневматичного пристрою ударної дії чи спеціальної клепальної машини (в заводських умовах). На спеціальних клепальних автоматах виконується весь комплекс робіт – вирівнювання поверхні і здавлювання деталей, свердлення і зенкування отворів, встановлення заклепок, клепання і переміщення виробів на крок між заклепками.

За конструкцією клепані з'єднання бувають в накладку (а), з однією (б) чи двома (в) додатковими накладками, мал. 1.15.

Ряди заклепок утворюють заклепковий шов, який може бути однорядним і багаторядним, однорізним чи дворізним.

У випадках коли небажані або недопустимі ударні дії при клепанні застосовують напівпустотні заклепки, замикаюча головка в яких утворюється розвальцюванням. Можливі і пустотні (трубчасті) заклепки, тоді розвальцюються дві її сторони. В окремих місцях для утворення замикаючої головки використовують заклепки з вибуховим зарядом або з металу, який має пам'ять форми. При клепанні заклепками з м'якого металу використовують спеціальний ручний пристрій, який прискорює процес клепання.



Мал. 1.15 Сталеві заклепки великих діаметрів (більше 10 мм) клепають в гарячому стані (1000-1100°C).

Технологія з'єднання клеєнням.

Клеєним називається нероз'ємне з'єднання виконане із застосуванням відповідного клею. Завдяки клею відбувається міжмолекулярний зв'язок між плівкою клею і поверхнями деталей що з'єднуються.

Розширення асортименту клеїв дає можливість все частіше використовувати склеювання деталей. Важливо, що склеювати можна як однорідні матеріали, так і різнорідні, метали з металами, метали з неметалами. Ще однією важливою перевагою над іншими нероз'ємними з'єднаннями є те, що при склеюванні не виникають внутрішні напруги, а отже відсутнє короблення з'єднання.

Проте є і недоліки клеєвого з'єднання. Головним серед них є невисока міцність, відносна недовготривалість (старіння, низька теплостійкість).

За походженням клеї розділяються на **неорганічні, органічні та елементноорганічні**. До неорганічних відносяться рідке скло. В машинобудуванні широко застосовують органічні клеї на основі синтетичних полімерів (наприклад універсальний клей БФ). Елементноорганічні клеї мають підвищену теплостійкість (до 1000 °С). Клеї переважно неелектропровідні, тому при необхідності в них додають срібло.

Для склеювання деталей необхідна механічна і хімічна підготовка поверхонь. Механічна підготовка полягає в припасуванні поверхонь склеювання, очищені від іржі, бруду. Хімічна підготовка полягає в обезжиренні поверхонь (ацетоном, спиртом, бензином тощо).

Клей на поверхні наносять пензликом чи пульверизатором. Важливо при цьому витримати необхідну товщину клейового шару (0,05...0,25мм). Міцність клейових з'єднань також залежить від ступеня стиснення деталей при склеюванні. При цьому треба дотримуватись рекомендацій, які додаються до клеїв. Для надійності клейового з'єднання інколи використовують клейовозаклепочне з'єднання.

Технологія пресового з'єднання.

Пресові з'єднання займають проміжне положення між нероз'ємним і роз'ємним з'єднанням оскільки допускають розпресовку.

Пресовим називають з'єднання спряжених деталей з **натягом** (розмір охоплюючої деталі децю більший розміру охоплюваної). Тобто діаметр отвору децю менший за діаметр вала. Ступінь натягу визначається **полем допуску**. Міцність з'єднання забезпечується силами тертя між спряженими деталями, яка залежить від характеру **посадки**.

Пресові посадки прості і технологічні, не вимагають додаткових з'єднаних деталей, забезпечується хороше центрування, висока надійність.

Проте є й недоліки. Основним серед них є можливість ослаблення натягу, особливо при вібраційних та ударних навантаженнях.

Застосовують пресові з'єднання при виготовленні бандажних коліс на залізничних вагонах, вінців зубчастих і черв'ячних коліс, вінців маховиків двигунів внутрішнього згоряння тощо.

*Пресування може відбуватись трьома способами: **повздожнім** збиранням (осьовою силою); **поперечним** збиранням за рахунок нагріву або охолодження однієї з деталей перед з'єднанням; **комбінованим**, наприклад, гідропресованим способом, при якому одночасно з дією осьової сили в зону контакту спряжених деталей подається масло під високим тиском (для отримання необхідної поперечної деформації). Проте найчастіше на практиці користуються першим способом.*

1.4. Підшипники кочення і ковзання

Підшипники кочення – найбільш розповсюджені стандартні складальні одиниці, виготовлені на спеціалізованих заводах. Вони володіють повною зовнішньою взаємозамінністю по приєднувальних поверхнях, обумовлених зовнішнім діаметром D і внутрішнім діаметром d внутрішнього кільця. Підшипники кочення володіють неповною внутрішньою взаємозамінністю між тілами кочення (кульками, роликами) і кільцями. Внаслідок малих допусків зазорів і малої допустимої різнорозмірності комплекту тіл кочення кільця підшипників і тіла кочення підбирають селективним методом.

Повна взаємозамінність по приєднувальних поверхнях дозволяє організувати їх малосерійний випуск на спеціалізованих заводах, а отже, зробити більш дешевим їхнє виробництво, а також швидко монтувати і замінити зношені підшипники кочення при збереженні їхньої гарної якості.

Класи точності підшипників кочення.

Якість підшипників визначається:

а) точністю приєднувальних розмірів D , d , ширини кілець «В» (а для роликкових радіально-упорних підшипників ще і точністю монтажної висоти T);

б) точністю форми і взаємного розташування поверхонь кілець підшипників і їхньої шорсткості;

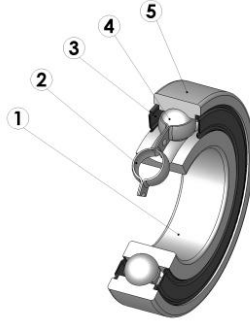
в) точністю форми і розмірів тіл кочення в одному підшипнику і шорсткістю їхніх поверхонь;

г) точністю обертання, що характеризується радіальним і осьовим биттям доріжок кочення і торців кілець.

Допуски і посадки підшипників кочення.

При роботі підшипника кочення завжди одне кільце обертається, а друге залишається нерухомим. Для скорочення номенклатури підшипники виготовляють з відхиленнями розмірів D і d , що не залежать від посадки, по якій їх будуть монтувати. Для всіх класів точності верхнє відхилення приєднувальних діаметрів прийнято рівним нулю. Таким чином, діаметри зовнішнього кільця і внутрішнього кільця прийняті відповідно за діаметри основного вала й основного отвору, а отже, посадку з'єднання зовнішнього кільця з корпусом призначають у системі вала, а посадку з'єднання внутрішнього кільця з валом – у системі отвору. Однак, поле допуску на d розташовано в «мінус» від d , а не в «плюс», як у звичайного основного отвору, тобто не «у тіло» кільця, а вниз від нульової лінії.

Будова, класифікація та маркування підшипників кочення



Мал. 1.16

Підшипники кочення складаються (мал.1.16) з:

- 1) внутрішнього кільця (1);
- 2) сепаратора (2);
- 3) захистної шайби (3);
- 4) кульок (4);
- 5) зовнішнього кільця (5).

Підшипники кочення класифікують по виду тертя:

- підшипники кочення;
- підшипники ковзання.

Переваги:

Підшипники кочення краще, тому що мають малий коефіцієнт тертя, більшу вантажопідйомність при меншій ширині підшипника, нескладність монтажу, догляду й обслуговування, незначну витрату мастильних матеріалів.

Недоліки:

Мала довговічність при великих навантаженнях, великий зовнішній D, обмежена здатність сприймати ударні навантаження.

Класифікацію й маркування підшипників кочення встановлюють за ДСТ 520-71.

Підшипники кочення класифікують:

- 1) за формою тіла кочення:

- а) кулькові;
- б) роликові; ролики можуть бути:
 - циліндричні;
 - голчасті;
 - бочкоподібні;
 - конічні;
 - кручені.

2) за числом рядів тіл:

- а) однорядні;
- б) дворядні;
- в) чотирирядні.

3) за способом компенсації перекосів вала:

- несамоустановлювальні;
- самоустановлювальні.

4) залежно від навантаження, яке діє на підшипники:

- а) радіальні (радіальна R);
- б) упорні (осьове навантаження);
- в) радіально-упорні.

5) за радіальними розмірами (при однаковому діаметрі внутрішнього кільця) серії:

- а) надлегкі;
- б) особливо легкі;
- в) легкі;
- г) середні;
- д) важкі.

б) за шириною підшипника серії:

- а) вузькі;
- б) нормальні;
- в) широкі;
- г) особливо широкі.

Маркування на торці кільця підшипника кочення відбивають їхні основні параметри й конструкторські особливості. Перші дві цифри праворуч – внутрішній d підшипника при $d < 20$ мм; від 20 до 495 мм треба множити на 5 для одержання фактичного розміру у мм (табл. 1.1).

Таблиця 1.1

Фактичний d, мм	10	12	15	17
Маркування	00	01	02	03

Третя – підшипник по d і ширині:

- а) особливо легка;
- б) легка;
- в) середня;
- г) важка;
- д) легка широка;
- е) порівняно;
- ж) широка.

Четверта – тип підшипника:

- а) радіальний кульковий однорядний;
- б) радіальний кульковий дворядний сферичний;
- в) радіальний кульковий з коротким циліндричними роликками;
- г) радіальний кульковий дворядний сферичний з бочкоподібними роликками;
- д) голчастий;
- е) радіальний із крученими роликками;
- ж) радіально-упорний, кульковий;
- з) радіально-упорний роликовий конічний;
- и) упорний кульковий;
- к) радіально-упорний роликовий.

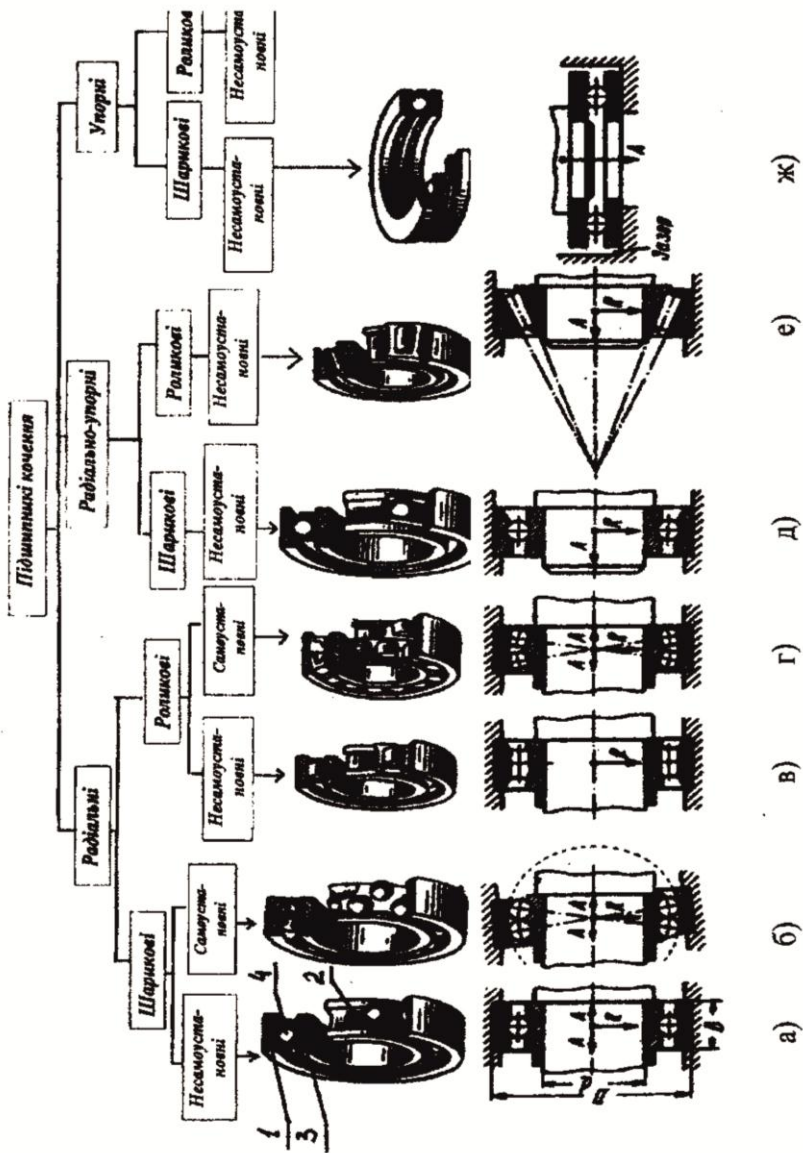
П'ята й шоста – конструктивні особливості підшипників.

Сьома – серія підшипників по ширині.

Установлено наступні класи точності підшипників 0, 6, 5, 4, 2, Т – для кулькових і роликових радіальних і кулькових радіально-упорних. 0, 6, 5, 4, 2 – для упорних і упорно-радіальних. 0, 6х, 6, 5, 4, 2 – для роликових конічних.

Додаткові класи точності підшипників: 8 і 7 нижче класу точності 0 для застосування за замовленням споживачів у невідповідальних вузлах. Клас точності вказується перед

номером підшипника. 6-205 або по ISO P6-205 клас підшипника
номер підшипника 3622 ДЕРЖСТАНДАРТ 5721-75.



Мал. 1.17 Схема класифікації підшипників кочення

Дворядний сферичний радіальний роликівий підшипник серії діаметрів 6, серії ширини 0, із циліндричним отвором із $d = 110\text{мм}$. $D=240$, $B=80$. Діаметри зовнішнього D_m і внутрішнього d_m кілець підшипника приймається відповідно за основний Вал (1) і основний Отвір (L). Отже, посадка зовнішнього кільця з корпусом здійснюється в системі вала, внутрішнього з валом – у системі отвору.

Спеціальних полів допусків для утворення посадок з підшипником немає, а виконується ДЕРЖСТАНДАРТ 25347-89. До валів й отворів (у корпусі), оброблюваним під посадки для з'єднання з підшипником, пред'являються певні вимоги за шорсткістю поверхні і геометричною формою циліндра. Так конусоподібність і овальність для класів точності 0 й 6 може становити не більш 0,5 допуску на розмір, а для посадок підшипників класів 4 й 5 $< 0,05$.

Поля допусків D і d підшипника кочення розташовані нижче нульової лінії. Таким чином, поле допуску D займає таке ж положення, як поле допуску основного вала, а поле допуску d в порівнянні з полем допуску основного отвору перевернено щодо нульової лінії.

Поля допусків, по яких обробляють посадочні поверхні валів і отворів у корпусах у з'єднанні з полями допусків, установленими на D і d підшипників, утворюють спеціальні посадки.

Система допусків і посадок підшипників кочення заснована на системі допусків і посадок гладких циліндричних поверхонь з деякими особливостями:

а) значення граничних відхилень на D і d залежать тільки від класу точності підшипників і не залежить від характеру з'єднання підшипника з корпусами і валами (табл. 1.2).

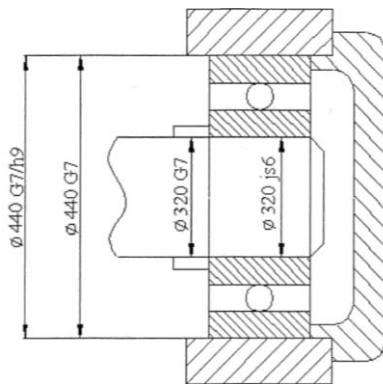
Оптимальними полями допусків розмірів деталей, що з'єднуються з підшипниками кочення, вважаються ті, котрі забезпечують найменші натяги і зазори.

Таблиця 1.2

Клас точності	Поля допусків валів	Поле допусків отворів
5 і 4	n5 m5 k5 js5 h5 g5 Г1 ТІ НІ ПІ СІ Д1	N6 M6 K6 Js6 H6 Г1 ТІ НІ ПІ СІ
0 і 6	пб тб кб js6 h6 g6 f6 ІТНПСДХ	P7 N7 M7 K7 Js7 H7 G7 Н8 Н9 РГТНРСДСЗ

Рекомендується: вибираючи поле допусків для розмірів, рекомендують кільцю, що обертається разом з деталлю (валом, корпусом), за допомогою посадки забезпечувати нерухомість з'єднання, а кільцю, що не обертається – рухливість з'єднання. Це забезпечує рівномірність зносу направляючих доріжок унаслідок часткового провертання нерухомого кільця в напрямку руху його рухливого кільця і тіл кочення (кульок, роликів), (мал.1.18).

Наприклад:



Мал. 1.18

При виборі посадок по приєднувальних поверхнях підшипників ураховують величину й напрям діючих на підшипник навантажень, частоту обертання, тип підшипника, його температуру, умови монтажу і вид навантаження, що залежить від того, обертається чи ні кільце щодо радіального навантаження. Навантаження може бути місцевим, циркуляційним і коливальним. Кільце випробовує місцеве навантаження, якщо воно щодо радіального навантаження не

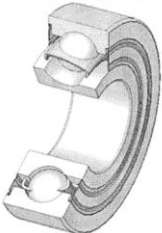


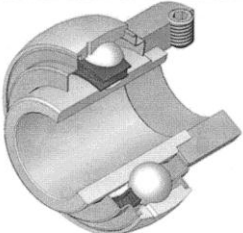
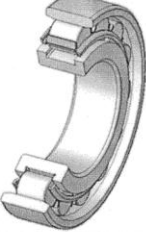
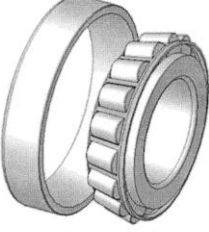
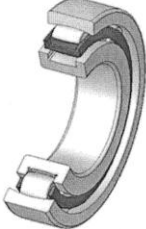
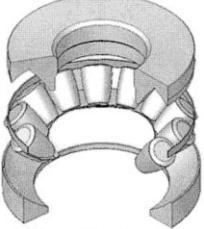
обертається, а навантаження сприймає лише певна ділянка доріжки кочення цього кільця – у цьому випадку посадка призначається із зазором.

При циркуляційному навантаженні кільця радіальне навантаження щодо кільця (або кільце щодо навантаження) обертається. Тіла кочення в процесі обертання передають сприймане ними радіальне навантаження доріжці кочення послідовно по всьому колу. Посадка призначається послідовно. При коливальному навантаженні на кільце одночасно діють постійна по напрямку сила і обертова сила. Характер навантаження, прикладеного до кільця, у кожен момент часу визначається рівнодіючою цих сил, а посадка вибирається із числа щільно рухливих. При обертовому валу посадка внутрішнього кільця підшипника повинна бути нерухомою, а по зовнішньому діаметру підшипника можливий невеликий зазор.

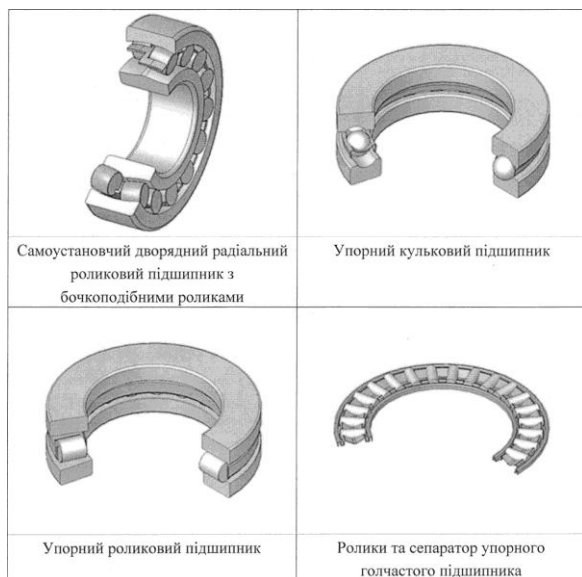
Якщо вал нерухомий, а обертається корпус із зовнішнім кільцем підшипника, то нерухома посадка повинна бути за зовнішнім діаметром підшипника, а за внутрішнім діаметром підшипника може бути і невеликий зазор із валом.

Підшипники ковзання – це елементи опор валів і осей, поверхня цапфи яких взаємодіє через шар мастила з охоплюючою нерухомою поверхнею підшипника. Робота підшипників ковзання без спрацьовування поверхонь цапфи вала і підшипника можлива лише при розділенні цих поверхонь шаром мастила достатньої товщини. Наявність шару мастила між робочими поверхнями може бути забезпечена надлишковим тиском, який буває гідродинамічним, що створюється при обертанні цапфи, або гідростатичним, що виникає внаслідок подачі мастила помпою. Основне практичне застосування мають підшипники з гідродинамічним змащуванням.

Підшипники ковзання в машинобудуванні мають вужче застосування, ніж підшипники кочення. Однак за деякими своїми позитивними характеристиками вони у деяких випадках мають переважне або рівне використання з підшипниками кочення. Підшипники ковзання застосовують у таких випадках:

	
<p>Радіальний кульковий підшипник</p>	<p>Радіально-упорний кульковий підшипник з чотириточковим контактом</p>
	
<p>Самоустановчий дворядний радіальний кульковий підшипник</p>	<p>Радіальний кульковий підшипник для корпусних вузлів</p>
	
<p>Радіальний роликовий підшипник</p>	<p>Радіально-упорний роликовий підшипник</p>
	
<p>Самоустановчий радіальний роликовий підшипник</p>	<p>Самоустановчий радіально-упорний роликовий підшипник</p>

Мал. 1.19 Види підшипників



Мал. 1.20 Види підшипників

а) для опор валів ($\omega > 500$ рад/с), у режимах роботи яких довговічність підшипників кочення досить низька;

б) для валів та осей, до яких ставляться високі вимоги щодо точності монтажу і забезпечення постійного положення осі обертання;

в) для валів великого діаметра через відсутність стандартних підшипників кочення;

г) у випадках, коли підшипники машини повинні бути роз'ємними (наприклад, для опор колінчастих валів);

д) при роботі підшипників у воді або агресивному середовищі, де підшипники кочення нероботоздатні;

е) при потребі малих діаметральних розмірів, наприклад для близько розміщених паралельних валів;

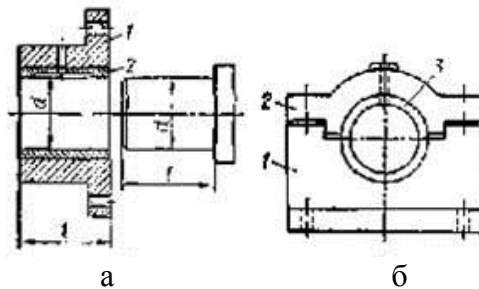
є) для тихохідних валів та осей невідповідальних механізмів, де підшипники ковзання простіші за конструкцією і дешевші, ніж підшипники кочення.

Підшипники ковзання вимагають систематичного нагляду та неперервного змащування, мають більш високі втрати на

тертя при малих швидкостях обертання валів і потребують підвищених пускових моментів під час пуску машини в дію. Крім цього, цапфи валів та осей, що працюють у підшипниках ковзання, повинні мати високу якість поверхні для того, щоб запобігти прискореному спрацьовуванню підшипника та цапфи.

Конструкції та матеріали підшипників ковзання

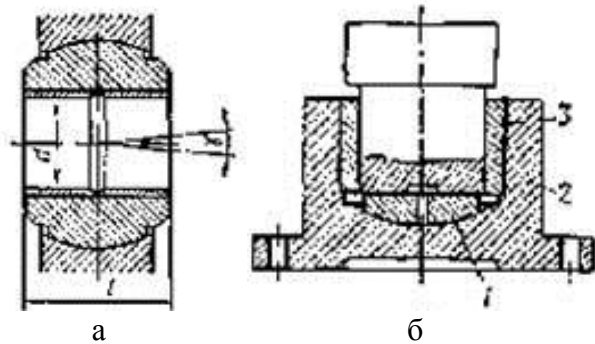
У найпростішому вигляді підшипник ковзання складається з корпусу 1 та вкладиша 2, який розміщується і фіксується у корпусі, (мал. 1.21). Взаємодія опорної цапфи вала з підшипником відбувається через вкладиш та шар мастила між їхніми поверхнями. Для подачі мастила у корпусі і у вкладиші підшипника передбачається спеціальний отвір. Підшипник ковзання, є жорстким нероз'ємним підшипником.



Мал. 1.21

Конструкції роз'ємного підшипника ковзання складається з корпусу 1, кришки 2 та вкладиша 3. Кришка до корпусу кріпиться за допомогою болтів. Роз'ємні підшипники зручні при монтажі валів та осей і допускають регулювання зазорів у підшипнику зближенням кришки і корпусу. Тому переважне застосування мають роз'ємні підшипники ковзання. Для правильної роботи підшипника площина його роз'єму повинна бути виконаною перпендикулярно до напрямку навантаження, яке сприймає підшипник. Щоб усунути бокові зміщення кришки щодо корпусу, площину роз'єму підшипника здебільшого слід виконувати ступінчастою.

Якщо виникають значні прогини валів або неможливо виконати точний монтаж, то використовують самоустановні підшипники ковзання. Корпус такого підшипника має сферичну опорну поверхню, яка дозволяє самовстановлюватись підшипнику у межах кута $\gamma = 7...8^\circ$.



Мал. 1.22

Застосування самоустановних підшипників дозволяє забезпечити рівномірне навантаження вкладиша по його довжині, (мал.1.22, а). Конструкції підшипників ковзання здатні сприймати тільки радіальне навантаження. Існують також підшипники ковзання, які призначені для сприймання осьового або осьового та радіального навантаження одночасно. Підшипники ковзання, що сприймають осьове навантаження, називають підп'ятниками, а елементи валів, що працюють у таких підшипниках, називають п'ятами. Підп'ятник 1 сприймає осьове навантаження з боку вала і повинен бути зафіксованим від обертання у корпусі 2 підшипника. Вкладиш 3 сприймає тільки радіальне навантаження, (мал.1.22, б).

Основними розмірами підшипників ковзання є посадочний діаметр підшипника d та його довжина l . Здебільшого підшипники ковзання виготовляють із співвідношенням $l/d = 0,5...1$. Вузькі підшипники ($l/d < 0,5$) мають низьку вантажність і слабо утримують мастило. Довгі підшипники ($l/d > 1$) вимагають підвищеної жорсткості валів та точності їхнього монтажу. Товщина стінки суцільного вкладиша $\Delta = (0,1...0,2) d$.

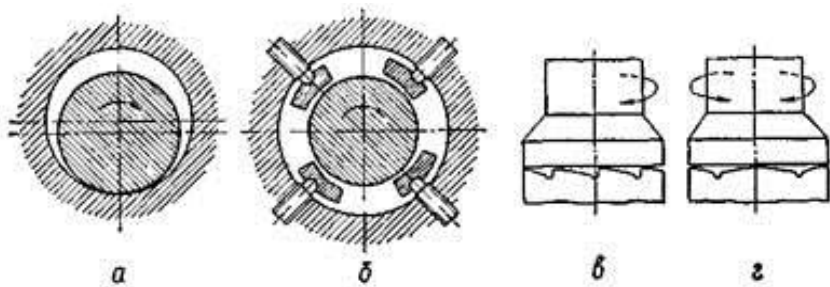
Згідно з гідродинамічною теорією змашування *рідинне тертя у підшипнику ковзання може розвиватись тільки в зазорі, що звужується в напрямі відносної швидкості цапфи вала. Такий зазор називають клиновим*, (мал. 1.23, а).

У радіальних підшипниках ковзання клинова форма зазора властива самій конструкції підшипника. Вона утворюється за рахунок зміщення центрів цапфи вала і вкладиша. Однак тут центрування вала може бути недостатнім, а при високих швидкостях обертання можливе виникнення вібрацій вала.

У підшипниках ковзання швидкохідних навантажених валів, а також у підшипниках з великою несучою здатністю для запобігання вібрацій валів використовують самоустановні сегментні вкладиші, які завдяки утворенню у підшипнику кількох зазорів клинової форми забезпечують стійку роботу підшипників, (мал. 1.23, б). Поряд із безвібраційною роботою перевагою підшипників із сегментними вкладишами є можливість самоустановлюватись, що запобігає появі кромкового контакту цапфи та підшипника.

Для зображених підшипників зазор клинової форми може бути отриманий використанням однобічних скосів, (мал. 1.23, в) при нереверсивному і двобічних скосів – при реверсивному обертанні вала, (мал. 1.23, г).

Найвідповідальнішою деталлю у підшипнику ковзання є вкладиш, який безпосередньо сприймає навантаження. Матеріал вкладишів повинен бути стійким проти спрацьовування та заїдання, мати достатню пластичність, щоб, не руйнуючись, сприймати ударні навантаження, а коефіцієнт тертя пари цапфа – вкладиш повинен бути мінімальним. Бажана також висока теплопровідність для кращого відведення теплоти від поверхонь тертя у підшипнику.



Мал. 1.23

За техніко-економічними міркуваннями більш доцільно, щоб у парі цапфа – вкладиш більш стійкою проти спрацювання була поверхня цапфи. З цією метою цапфи валів піддають поверхневому гартуванню, яке забезпечує високу твердість робочої поверхні.

Вкладиші виготовляють із різних матеріалів: чавуну, сплавів кольорових металів, спечених матеріалів, графіту та синтетичних матеріалів.

Чавун (сірий і антифрикційний) придатний для вкладишів при невисоких безударних навантаженнях та низьких колових швидкостях. Потрібне пропрацювання чавунних вкладишів на холостих режимах роботи.

До кольорових антифрикційних сплавів належать бронзи, латуні, бабіти, алюмінієві сплави.

Бронзи з вмістом олова БрОЮФІ та ін. мають високі антифрикційні властивості і їх використовують в умовах високих тисків та швидкостей. При змінних та ударних навантаженнях високу стійкість має свинцева бронза БрСЗО, яка використовується у підшипниках двигунів внутрішнього згоряння. Широко розповсюджені також більш дешеві безолов'яні бронзи, наприклад БрА9ЖЗА.

Латуні ЛКС80–3–3, ЛМцЖ52–4–1 та ін. ефективні при порівняно високих навантаженнях, але низьких колових швидкостях.

Бабіти використовують для нанесення на робочі поверхні чавунних або бронзових вкладишів. Високоолов'яні бабіти, (Б83), використовують при дуже високих швидкостях та тисках.

За антифрикційними властивостями бабіт перевершує всі інші сплави, але за механічною міцністю значно поступається чавуну та бронзі. Негативною властивістю бабіту є крихкість та його висока вартість.

З алюмінієвих сплавів найперспективнішими є алюмінієво-олов'яні антифрикційні сплави АО9–2, АО9–1 та ін. Вони мають високу втомну міцність і здатні працювати протягом значного часу в умовах недостатнього змащування. Ці сплави застосовують у підшипниках потужних двигунів внутрішнього згорання.

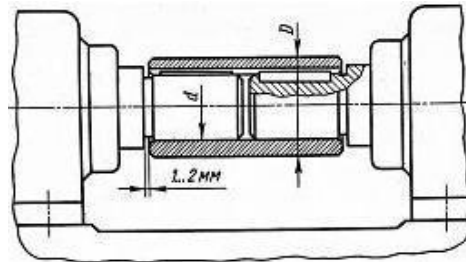
Спечені матеріали мають у своїй основі мідний або залізний порошок. Вкладиші, які виготовляють пресуванням та спіканням при високій температурі порошка із добавкою графіту, мають пористу структуру і можуть працювати довший час без подачі мастила за рахунок їхнього попереднього просочування рідким мастилом.

Неметалеві матеріали (гума, тверді породи деревини та пластмаси) значно розповсюджені як підшипникові матеріали, що пов'язано з їхніми високими антифрикційними властивостями в парі із сталевую цапфою вала, їх важливою перевагою є можливість роботи при змащуванні водою. Серед пластмас для вкладишів підшипників використовують текстоліти, ДШП, поліаміди (капрон, фторопласт–4) та ін. Поліаміди у більшості випадків наносять тонким шаром на металеві вкладиші і завдяки цьому в значній мірі поліпшують умови відведення теплоти. Оскільки пластмаси мають достатню пружність, виготовлені з них вкладиші підшипників можуть сприймати ударні навантаження та дещо компенсувати перекося цапфи вала.

1.5. Механічні муфти зчеплення

У сучасному машинобудуванні більшість машин складається з складальних одиниць (вузлів) і механізмів. Для забезпечення кінематичного і силового зв'язку вали вузлів з'єднують муфтами, (мал. 1.24).

Муфтою називається пристрій для з'єднання кінців валів або для з'єднання валів з вільно насадженими на них деталями (зубчасті колеса, зірочки і т.д.) **Призначення муфт** – передача обертаючого моменту без зміни його значення і напрямку. У ряді випадків муфти додатково поглинають вібрації і поштовхи, охороняють машину від аварій при перевантаженнях, а також використовуються для включення і вимикання робочого механізму машини без зупинки двигуна.



Мал. 1.24 Втулочна муфта

Різноманіття вимог, до муфт і різні умови їхньої роботи обумовили створення великої кількості конструкцій муфт, що класифікують по різних ознаках на групи.

За принципом дії:

- постійні муфти, що здійснюють постійне з'єднання валів між собою;
- зчіпні муфти, що допускають під час роботи зчеплення і розчіплювання валів за допомогою системи керування;
- самокеровані муфти, що автоматично роз'єднують вали при зміні заданого режиму роботи машини.

По характеру роботи:

- тверді муфти, що передають разом з обертаючим моментом вібрації, поштовхи й удари;
- пружні муфти, що амортизують вібрації, поштовхи й удари при передачі обертаючого моменту завдяки наявності пружних елементів – різних пружин, гумових втулок і ін.

Класифікація муфт

Схема класифікації муфт



У курсі «Машинознавство» розглядаються тільки механічні муфти. Електромагнітні і гідравлічні муфти вивчають у спеціальних курсах.

Основною характеристикою муфт є переданий обертаючий момент T . Муфти підбирають за ДСТУ або відомчим нормам по більшому діаметру кінців валів, що з'єднуються, і розрахунковому моменту:

$$T_{розр} = KT$$

де K – коефіцієнт режиму роботи муфти.

Для приводів від електродвигуна приймають: при спокійному навантаженні

$K=1,15\dots1,4$; при змінному навантаженні $K=1,5\dots2$; при ударному навантаженні $K=2,5\dots3$.

Муфти кожного розміру виконують для деякого діапазону діаметрів валів, що можуть бути різними при тому самому обертаючому моменті внаслідок різних матеріалів і різних згинальних моментів.

Найбільш слабкі ланки обраної муфти перевіряють розрахунком на міцність по розрахунковому моменті $T_{розр}$.

Шпонкові і шлицеві з'єднання вала з муфтою перевіряють спеціальними методами. Нижче розглядаються муфти кожної групи, найбільш розповсюджені в загальному машинобудуванні.

Глухі муфти

Глухі муфти з'єднують співвісні вали в одну тверду лінію. Відносяться до постійних муфт. Застосовуються в тихохідних приводах. З різних видів глухих муфт найбільше поширення одержали втулкові і фланцеві муфти.

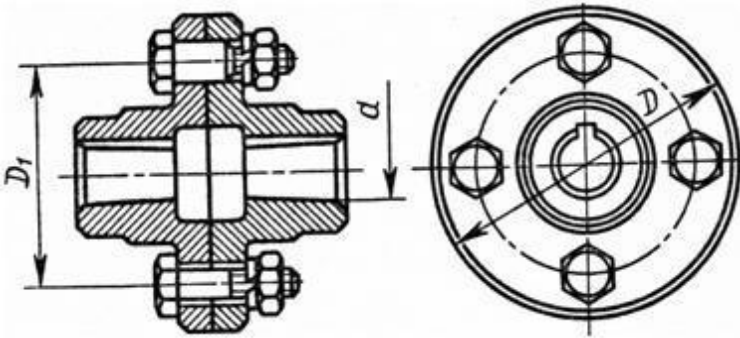
Втулкова муфта. Ця муфта представляє втулку, що надівається на кінці валів, (мал. 1.24). Застосовується для передачі невеликих обертаючих моментів. Має просту конструкцію, малі габарити і низьку вартість. Недоліком муфти є незручний монтаж і демонтаж, зв'язані з осьовим зсувом валів або муфти уздовж вала. Матеріал втулки – сталь 45.

Втулкову муфту вибирають відповідно до стандарту. Шпонкове з'єднання перевіряють на міцність.

Фланцева муфта. Складається з двох напівмуфт із фланцями, стягнутими болтами (мал. 1.25), причому половина болтів установлена з зазором, а інша – без зазору.

Фланцеві муфти з'єднують окремі частини валопровода в один вал, що працює як цілий. Для того щоб цей складений вал залишався прямолінійним, необхідно досягнути співвісності його частин напівмуфт, але інакше неминучий вигин вала, його биття і поява додаткових навантажень на опори.

Фланцеві муфти прості по конструкції, надійні в роботі, можуть передавати великі моменти. Вони широко в машинобудуванні. Матеріал напівмуфт – сталь 40 або сталь 35Л, допускається також чавун СЧ20.



Ма

л. 1.25 Фланцева муфта

Ці муфти вибирають по стандарту. Перевірочний розрахунок болтів на міцність виконують відповідними методами.

Приклад 1. Фланцева муфта з'єднує кінці двох валів діаметром $d = 80$ мм кожний. Фланці напівмуфт з'єднані шістьма болтами М16, три з яких поставлені в отвори без зазору (діаметр стрижня болта $d_4 = 17$ мм); інші три болти входять в отвори з зазором. Матеріал болтів класу міцності 5.6 ($\delta_T = 300$ Н/мм²).

Перевірити на зріз болти, поставлені без зазору, припустивши, що весь обертаючий момент $T = 3000$ Н·м передається тільки цими болтами. Муфта встановлена в приводі ланцюгового транспортера, що працює при перемінному навантаженні. Діаметр кола, на якому розташовані осі болтів, $D_1 = 220$ мм.

Рішення. 1. Напруга, що допускається, на зріз стрижня болта:

$$[\tau]_{\text{ср}} = 0,255\delta_T = 0,255 \cdot 300 \text{ Н/мм}^2 = 76,5 \text{ Н/мм}^2.$$

2. Коефіцієнт режиму роботи муфти при перемінному навантаженні $K = 1,7$.

3. Колова сила, що передається одним болтом (при числі болтів $z = 3$):

$$F_t = \frac{2T_{\text{розр}}}{zD_1} = \frac{2TK}{zD_1} = \frac{2 \cdot 3000 \cdot 10^3 \cdot 1,7}{3 \cdot 220} \text{ Н} = 15470 \text{ Н}$$

4. Розрахункова напруга зрізу в болті:

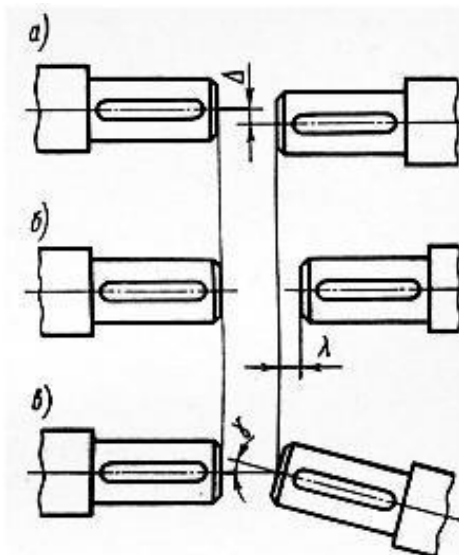
$$\tau_{cp} = \frac{4F_t}{\pi d_4^2} = \frac{4 \cdot 15470}{\pi \cdot 17^2} \text{ Н / мм}^2 = 68 \text{ Н / мм}^2 < [\tau]_{cp} = 76,5 \text{ Н / мм}^2$$

що задовольняє умову міцності.

Тверді компенсуючі муфти

Тверді компенсуючі муфти відносяться до постійних муфт і призначені для з'єднання валів з компенсацією радіальних (мал. 1.26, а), осьових (мал. 1.26, б) і кутових (мал. 1.26, в) зсувів унаслідок неточності виготовлення і монтажу.

Компенсація відхилень від співвісності валів досягається за рахунок рухливості твердих деталей муфти. Ці муфти зменшують додаткові навантаження на вали і підшипники, викликані відхиленнями від співвісності валів. Найбільше поширення з групи муфт, що компенсують, одержали зубчасті і ланцюгові.



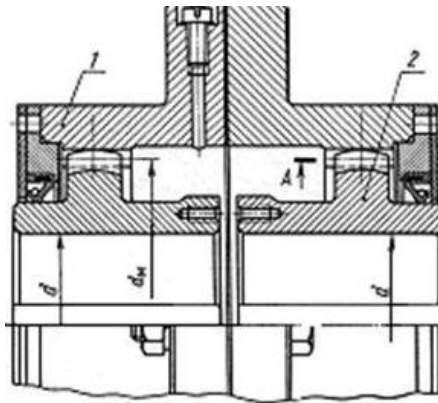
Мал. 1.26

Зубчаста муфта. Ця муфта стандартизована, (мал. 1.27). Складається з двох обойм 1 із внутрішніми зубами евольвентного профілю, що зачіпаються з зубами втулок 2, насаджених на кінці валів. Обойми з'єднані між собою болтами,

поставленими в отвори без зазору. Втулки й обойми виготовляють зі сталі 40 або сталі 45Л.

Зубчаті муфти компенсують радіальні, осьові і кутові зсуви валів за рахунок бічних зазорів у зачепленні й обточування зубів втулок по сфері, (мал. 1.27). Компенсація відхилень від співвісності валів супроводжується ковзанням зубів. Кут перекоосу осі кожної втулки щодо осі обойми допускається до $1^{\circ}30'$.

Для підвищення зносостійкості зуби піддають термообробці, а муфту заливають оливою великої в'язкості.



Мал. 1.27 Зубчата муфта: 1-обойма; 2-втулка

Зубчаті муфти широко застосовуються для з'єднання горизонтальних навантажених валів діаметром $d = 40 \dots 560$ мм при колових швидкостях до 25 м/с. Ці муфти надійні в роботі, мають малі габарити. При роботі зуби випробують перемінні контактні напруги і напруги вигину, що утрудняє їхній точний розрахунок. Тому згідно ДСТУ зубчаті муфти підбирають по найбільшому діаметру кінців з'єднаних валів й перевіряють по формулі:

$$T_{\text{ДСТУ}} \geq K_1 K_2 T$$

де $T_{\text{ДСТУ}}$ – максимальний обертаючий момент муфти за ДСТУ; T – обертаючий момент, що передається муфтою K_1 – коефіцієнт безпеки. Якщо поломка муфти може визвати зупинку машини, то $K_1=1$, аварію машини – $K_1=1,2$; людські жертви –

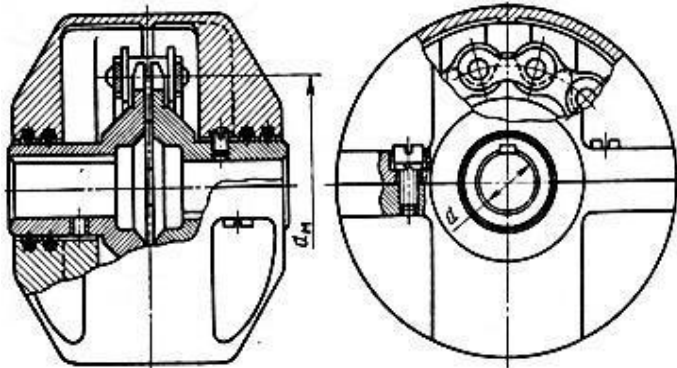
$K_1=1,8$; K_2 – коефіцієнт умов роботи машини. При спокійній роботі $K_2=1$; при перемінній роботі $K_2=1,2$; при важкій роботі з поштовхами $K_2=1,5$.

При роботі муфти в умовах зсувів з'єднаних валів виникає нерівноважена радіальна сила:

$$F_M = (0,3 \dots 0,4) T_{\text{розр}} / d_M$$

де $T_{\text{розр}}$ – розрахунковий момент, що передається муфтою; d_M – ділильний діаметр зубчатого зачеплення муфти. Втрати в муфті оцінюються к.к.д. $\eta = 0,98 \dots 0,99$.

Ланцюгова муфта. Складається з двох напівмуфт-зірочок, що мають однакове число зубів (мал. 1.28), охоплених ланцюгом в захисному кожусі, заповненому змащуючим матеріалом. Застосовуються ланцюги роликів однорядні й двухрядні, а також зубчаті.



Мал. 1.28 Ланцюгова муфта

Достоїнства ланцюгових муфт – простота конструкції й обслуговування, відносно невеликі габарити. При монтажі й демонтажі не потрібно осьового зсуву вузлів.

Через наявність зазорів у шарнірах ланцюга й у сполученні її з зірочками ланцюгові муфти мають значні люфти. Тому їх не застосовують у реверсивних приводах (реверс буде супроводжуватись ударами).

Ланцюгові муфти допускають кутовий зсув валів $\gamma \leq 1^\circ$ й радіальний зсув

$\Delta = 0,15 \dots 0,7$ мм у залежності від розміру муфти.

Підбираються по стандарту.

При роботі муфти через неспіввісність з'єднаних валів виникає радіальна F_M , що діє зі сторони полумуфти на вал:

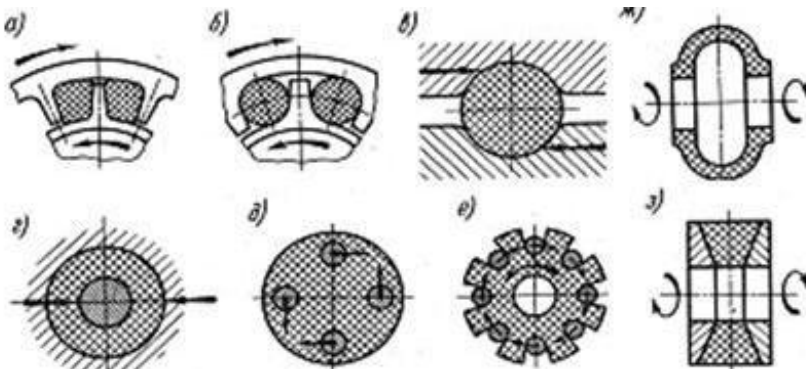
$$F_M = 0,5T_{розр}/d_M$$

де d_M – подільний діаметр зірочки муфти. На основі дослідів приймають к.к.д. муфти $\eta \approx 0,98$.

Пружні муфти

Пружні муфти відносяться до постійних муфт. Основна частина цих муфт – *пружний елемент* який передає обертальний момент від однієї полумуфти до іншої.

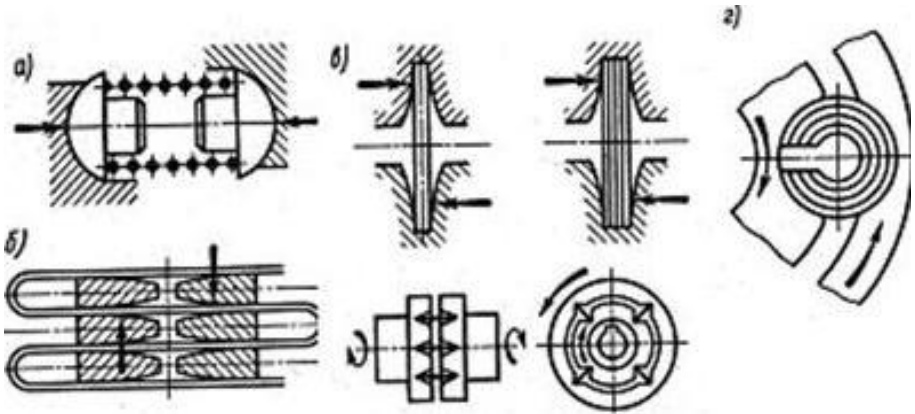
Пружні муфти зм'якшують поштовхи й удари; служать засобом захисту від резонансних крутильних коливань, що виникають унаслідок нерівномірного обертання; допускають порівняно великі зсуви осей зєднаних валів.



Мал. 1.29 Основні типи гумових пружних елементів муфт

Основною з характеристик пружних муфт – *твердість* або (зворотна їй величина) *піддатливість* і *здатність, що демпфірує*, тобто здатність перетворювати в теплоту енергію при деформації пружних елементів муфти.

По конструкції пружні муфти різноманітні. По матеріалу пружних елементів вони поділяються на дві групи: *муфти з неметалічними пружними елементами* (звичайно гумовими) (мал.1.29, а-з) і *муфти з металевими пружними елементами*, (мал.1.30, а-г).



Мал. 1.30 Основні типи металевих сталевих пружних елементів муфт:

а – циліндричні пружини; б – змієподібні пластинчасті пружини; в – стрижні, пластини і пакети пластин, розташовані по утворючій і по радіусу; г – пакети розрізних гільзових пружин

Типові конструкції пружних муфт розглянуті нижче.

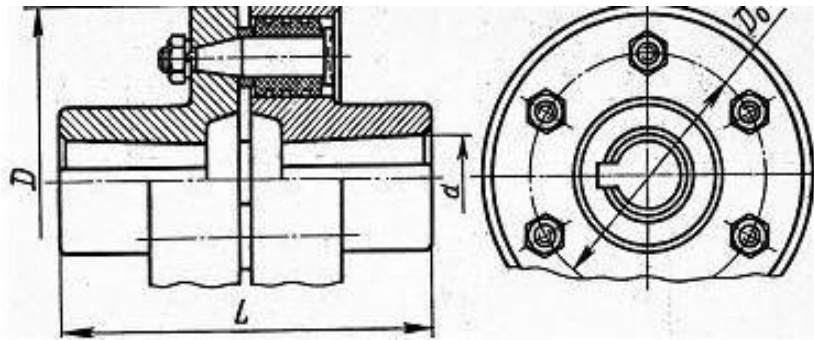
Муфта пружна втулочно-пальцева (МУВП). Муфта складається з двох дискових напівмуфт (мал.1.31), в одній з яких у конічних отворах закріплені сполучні пальці з надягнутими гофрованими гумовими втулками. Матеріал напівмуфт – чавун СЧ20, сталь 35 або 35Л. Матеріал пальців – сталь 45.

Унаслідок невеликої товщини гумових втулок муфта має малу піддатливість, компенсуючи незначні зсуви валів ($\Delta=0,1...0,3$ мм, $\lambda=1...5$ мм, $\gamma \leq 1^\circ30'$). Радіальний і кутовий зсуви валів знижують довговічність гумових втулок, навантажуючи вали додатковою радіальною згинаючою силою.

$$F_M=(0,2...0,6)gT_{розр}/D_0$$

де D_0 – діаметр кола розташування пальців муфти.

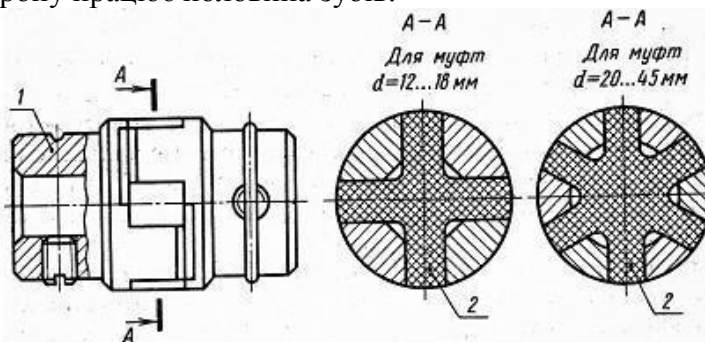
Робота муфти супроводжується втратами, що оцінюються к.к.д. $\eta = 0,95 \dots 0,97$.



Мал. 1.31 Муфта пружна втулично-пальцева

Муфта МУВП широко застосовується для з'єднання машин з електродвигунами при передачі малих і середніх обертельних моментів. Вона проста у виготовленні. Зовнішня поверхня напівмуфт може використовуватися як гальмівний барабан. Муфту підбирають за стандартами в діапазоні діаметрів валів $d=16 \dots 150$ мм.

Муфта пружна з зірочкою. Складається з двох напівмуфт з торцевими кулачками і гумовою зірочкою 2, зуби якої розташовані між кулачками, (мал.1.32). При передачі моменту в кожену сторону працює половина зубів.



Мал. 1.32 Муфта пружна із зірочкою

Муфта компактна і надійна. Компенсуюча здатність її невелика. Застосовується для з'єднання швидкохідних валів. Допускає зміщення зсуву валів: радіальне $\Delta < 0,1 \dots 0,2$ мм, кутове $\gamma \leq 1^\circ 30'$. Підбирається за стандартом для діаметрів валів $d = 12 \dots 48$ мм.

Радіальну силу F_M , якою напівмуфта впливає на вал при радіальному зсуві Δ , приймають:

$$F_M = c\Delta,$$

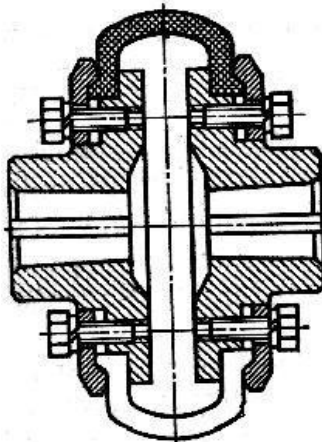
де $c\Delta$ – радіальна твердість муфти, Н/мм;

$d_{\text{вала}}$, мм 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45.

$c\Delta$, Н/мм..... 800, 900, 1120, 1320.

Втрати в муфті оцінюються к.к.д. $\eta \approx 0,98$.

Муфта пружна з тороподібною оболонкою. Складається з двох напівмуфт (мал.1. 33), пружної оболонки, за формою, яка нагадує автомобільну шину (мал.1.29, ж), і двох кілець, що затискають за допомогою гвинтів оболонку. Ця муфта має високу пружність і властивість до демпферування. Забезпечує шумо- і електроізоляцію вузлів приводу, зручна і надійна в експлуатації.



Мал. 1.33 Муфта пружна з тороподібною оболонкою
Застосовується в конструкціях, де важко забезпечити співвісність валів, при змінних і ударних навантаженнях.

Допускає зсув валів: радіальне $\Delta=1...6$ мм, осьове $\lambda=1...6$ мм і кутове $\lambda \leq 2^\circ$.

Підбирається за стандартом для валів діаметрами $d=14...240$ мм.

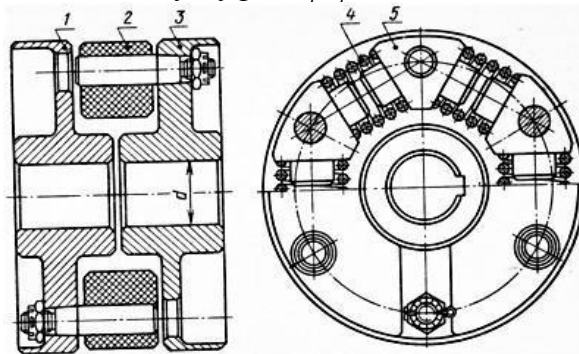
При припустимих для муфт зсувах Δ , λ і γ радіальна сила f_m і згинальний момент M_m невеликі, і при розрахунках валів і опор їх не враховують.

Втрати в муфті оцінюються к.к.д. $\eta \approx 0,98...0,99$.

Муфта з циліндричними пружинами стискування. Одна з конструкцій таких муфт показана на мал.1.34. Попередньо стиснуті пружини 4 установлені на стрижні сегментів 5. Одним кінцем вони спираються на сегменти, що належать напівмуфті 3, а іншим – на сегменти напівмуфти. При передачі обертального моменту половина від загального числа пружин стискується, інші – розтягуються. Сегменти мають можливість качального руху на пальцях 2 і виготовляються зі зносостійких пластмас або чавуну.

Шляхом підбору пружин твердість муфти змінюється в досить широких межах. Розрахунок пружин ведуть методами опору матеріалів.

Радіальну силу F_M , що діє на вали з боку муфти, при радіальному зсуві валів Δ визначають по графіках у залежності від розрахункового моменту муфти $T_{розр}$.

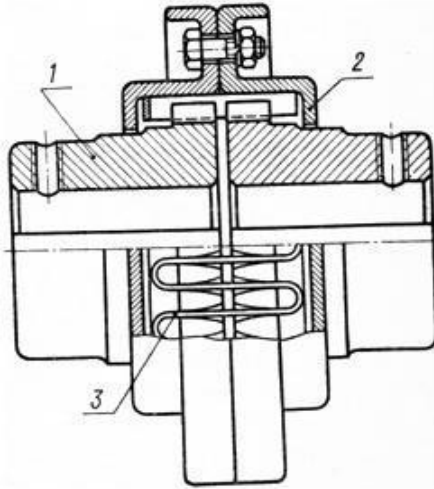


Мал. 1.34 Муфта з циліндричними пружинами

Робота муфти супроводжується втратами, що оцінюються к.к.д. $\eta \approx 0,98$.

Муфта зі змієподібною пружиною. Муфта складається з двох напівмуфт 1 із зубами спеціального профілю, між якими вільно закладені секції стрічкової змієподібної пружини 3 прямокутного перетину, (мал.1.35). Кожух 2, що складається з двох половинок, утримує пружину від вискакування під дією відцентрової сили і служить резервуаром для мастила, яке заміняють через кожні чотири місяці роботи.

Матеріал напівмуфт – сталь 40 або 45Л, матеріал пружин – сталь 65М. Кожух відливають з чавуна СЧ15.



Мал. 1.35 Муфта з змієвидною пружиною

Муфта зі змієподібною пружиною досить податлива. У залежності від розмірів вона допускає комбінований зсув валів: радіальне $\Delta = 0,5 \dots 3$ мм, осьове $\lambda = 4 \dots 20$ мм і кутове $\gamma \leq 1^\circ 10'$.

Муфта надійна в роботі і довговічна. Застосовується при передачі великих обертаючих моментів.

Розміри муфти приймають по нормальх верстатобудування. Змієподібну пружину перевіряють на вигин методами опору матеріалів як балку, затиснену з двох сторін.

Радіальну силу F_M , з якою муфта діє на вал при зсуві Δ , визначають за довідниковою літературою.

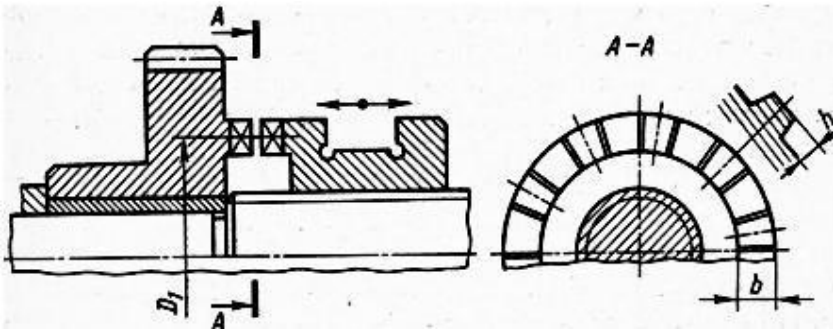
Втрати в муфті оцінюються к.к.д. $\eta \approx 0,98$.

Зчіпні муфти

Зчіпні (керовані) муфти служать для швидкого з'єднання і роз'єднання валів при працюючому двигуні. Застосовуються при строгій співвісності валів. За принципом роботи розділяються на кулачкові і фрикційні. Усі зчіпні муфти повинні легко і швидко включатися при незначній силі, а також мати мале нагрівання і невелику зношуваність при частих переключеннях.

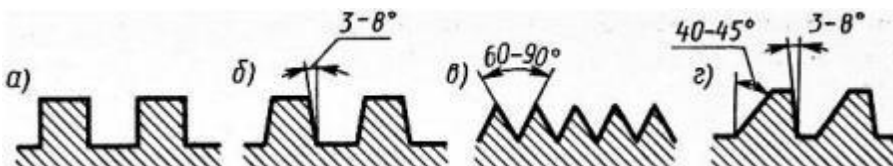
Кулачкові муфти. Кулачкові муфти складаються з двох напівмуфт із кулачками на торцевих поверхнях. При включенні кулачки однієї напівмуфти входять у западини іншої, утворюючи тверде зчеплення. Для переключення муфти одна напівмуфта пересувається уздовж вала по направляючій шпонці або шліцам за допомогою механізму керування муфтою.

Матеріал напівмуфт – сталь 20Х або 20ХН. Для підвищення зносостійкості робочі поверхні кулачків цементують і гартують до твердості 54...60 HRC.



Мал. 1. 36 Принципова конструктивна схема кулачкової муфти

Основні елементи муфт – кулачки різних профілів (мал.1.37): прямокутного (а), трапецеидального (б), трикутного (в) відповідно для великих, середніх і малих навантажень. Асиметричний профіль кулачків (мал.1.37 г) застосовують у нереверсивних механізмах для полегшення включення муфти. Число кулачків приймають $z = 3...60$ у залежності від значення обертового моменту $T_{розр}$ і бажаного часу включення, зі збільшенням якого z зменшується.



Мал. 1.37 Профілі кулачків муфт зчеплення

Недолік кулачкових муфт – неможливість включення на швидкому ході. Щоб уникнути ударів і ушкодження кулачків включення муфти роблять без навантаження при різниці колових швидкостей на кулачках $v \leq 0,8$ м/с.

Кулачкові муфти прості у виготовленні і малогабаритні. Застосовуються в механізмах, де повинне бути забезпечене постійне передаточне число (металорізальні верстати), а також при передачі великих обертальних моментів, коли переключення роблять рідко.

Розміри муфт приймають конструктивно, а потім кулачки перевіряють розрахунком:

на зносостійкість – по середньому тиску на робочих поверхнях:

$$p_m = \frac{F_{розр}}{A} = \frac{2T_{розр}}{0,75D_1 z b h} \leq [p_m]$$

де 0,75 – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження по кулачках унаслідок неточності виготовлення; D , b і h – розміри муфти $[p_m]=25...35$ Н/мм² – тиск, що допускається, для загартованих кулачків які включаються на ходу;

на міцність – по нарузі згину основи кулачків при неповному включенні (сила прикладена до вершин кулачків).

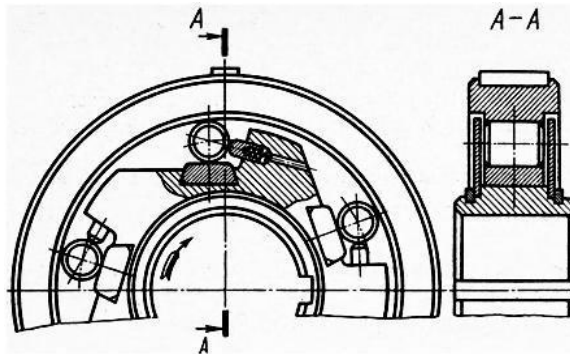
Самокеровані муфти

Самокеровані муфти *призначені для автоматичного зчеплення і розчеплення валів при зміні заданого режиму роботи машини. Самокеровані муфти розділяють: по напрямку обертання – обгінні, по кутовій швидкості – відцентрові, по моменту – запобіжні.*

Обгінні муфти. Обгінні муфти, або муфти вільного ходу, служать для передачі обертаючого моменту в одному напрямку. Найбільше поширення одержала роликів муфта (мал.1.38) з діапазоном діаметрів валів $d=10\ldots90$ мм і числом роликів $z=3\ldots5$.

Ця муфта складається з двох напівмуфт, одна з яких має форму кільця, а друга – форму зірочки з вирізами для роликів. Для швидкого включення муфти ролики віджимаються пружинами. При передачі обертаючого моменту ролики заклинюються між напівмуфтами в частині вирізу, що звужується, утворюючи тверде зчеплення. Якщо з якої-небудь причини кутова швидкість ведомого вала перевищить кутову швидкість ведучого, то внаслідок обгону ролики розкляються, викотяться в розширену частину вирізу і муфта автоматично виключиться. При зупинці ведучого валу ведений вал продовжує обертатися.

Матеріал деталей муфти – сталі ШХ15 і 20Х, термооброблені до високої твердості робочих поверхонь. Ролики повинні бути постійно змащені маловязкою олією.



Мал. 1. 38 Обгінна роликів муфта

Обгінні роликів муфти працюють безшумно, допускаючи велику частоту включень. Застосовуються у верстатах, автомобілях і т.д. Критерієм працездатності роликів муфт є контактна міцність робочих поверхонь роликів і напівмуфт.

Відцентрові муфти. Призначені для автоматичного включення або вимикання веденого вала при досягненні ведучим валом заданої кутової швидкості.

За будовою відцентрові муфти являють собою фрикційні муфти, у яких механізмом керування служать вантажні колодки 1 (мал. 1.39), що знаходяться під дією відцентрових сил. При досягненні ведучим валом заданої кутової швидкості відцентрові сили, діючи на вантажі, включають муфту. Передача обертаючого моменту здійснюється силою тертя, яка пропорційна квадрату кутової швидкості.

У сучасному машинобудуванні застосовуються конструкції відцентрових муфт, що служать для розгону механізмів з великими маховими масами при двигуні з малим пусковим моментом, для підвищення плавності пуску, для запобігання розносу машини і т.п. Розміри муфт приймають конструктивно. Робочі поверхні тертя вантажів перевіряють на зносостійкість аналогічно фрикційним муфтам.

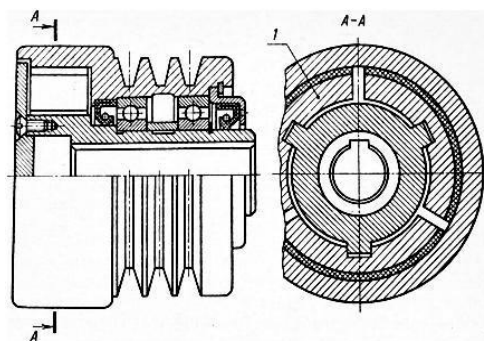
Запобіжні муфти. Запобіжні муфти призначені для захищення машин від перевантажень. Муфти ставлять якнайближче до місця виникнення перевантаження; вони можуть працювати тільки при строгій співвісності валів.

Щоб уникнути випадкових вимикань ці муфти розраховуються по граничному моменту:

$$T_{\text{пред}} = 1,25T_{\text{розр}}$$

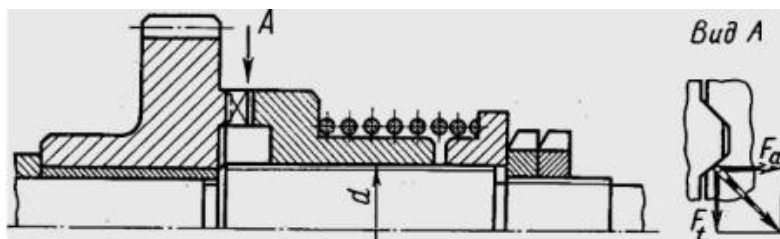
За принципом роботи запобіжні муфти поділяються на пружинно-кулачкові, фрикційні і з елементом, що руйнується.

Пружинно-кулачкова запобіжна муфта по конструкції аналогічна зчпній кулачкової, тільки рухома в осьовому напрямку напівмуфта притискається до нерухомої не механізмом керування, а постійно дійчою пружиною з регульованою силою.



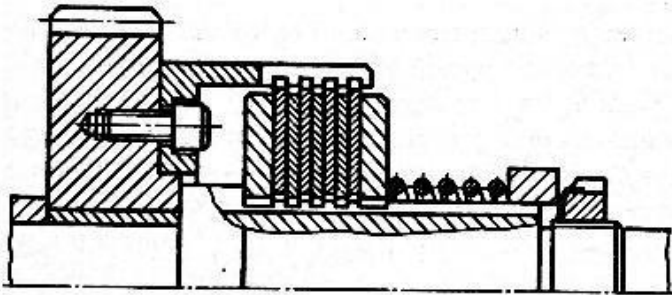
Мал.1.39 Відцентрова колодочна муфта

Кулачки виконують трапецеїдального профілю невеликої висоти з кутом нахилу робочих граней $45\ldots60^\circ$, (мал.1.40). При перевантаженні сума осьових складових сил F_a на гранях кулачків стає більше притискної сили пружини і муфта багаторазово проскакує кулачками, подаючи звуковий сигнал про перевантаження. Повторні миттєві-ударні включення кулачків при перевантаженні негативно впливають на опір втомленості деталей механізму, в зв'язку з чим ці муфти застосовують для передачі невеликих моментів при малих кутових швидкостях. Кулачкові запобіжні муфти надійні в роботі, але мають підвищений знос кулачків. Розміри муфт підбирають за стандартами або приймають конструктивно. Кулачки перевіряють на зносостійкість аналогічно зчипним кулачковим муфтам, пружини розраховують методами опору матеріалів.



Мал. 1.40 Пружинно-кулачкова запобіжна муфта

Фрикційні запобіжні муфти мають велику розмаїтість. Застосовуються при частих короточасних перевантаженнях. Конструкція цих муфт, (мал.1.41) аналогічна конструкції зчіпних фрикційних муфт. Сила натискання в них створюється пружинами, відрегульованими на передачу граничного обертаючого моменту $T_{\text{пред}}$. Пружини періодично регулюють, тому що в міру зносу поверхонь тертя диски зближаються, зменшуючи силу стиску пружин. Частіше інших використовуються сухі багатодискові муфти, розміри яких підбирають по стандартах. Найбільшого поширення набула фланцева муфта штифтом, (мал.1.42). Муфта складається з двох фланцевих напівмуфт, з'єднаних штифтом. При перевантаженні штифт зрізується, і муфта виключається. Штифт виготовляється з сталі 45. Матеріал втулок – сталь 40Х з гартуванням.



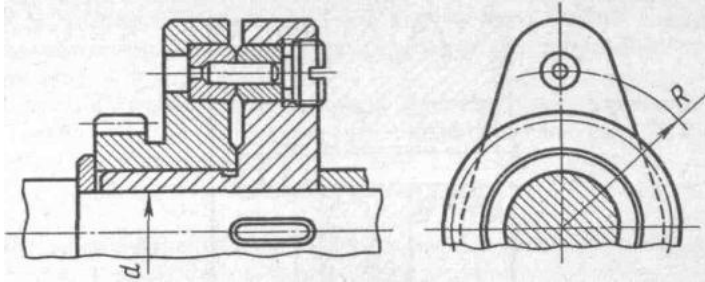
Мал.1.41 Багатодискова фрикційна запобіжна муфта

Ці муфти прості по конструкції, мають малі розміри. Недоліком їх є зупинка машини для заміни штифта. Застосовуються в приводах, що працюють з рідкими перевантаженнями. При заміні штифта фланці напівмуфт повертають відносно один одного.

Розміри муфти приймають за нормами верстатобудування. Діаметр штифта $d_{\text{шт}}$ перевіряють на зріз:

$$T_{\text{пред.}} \leq \pi d_{\text{шт}}^2 z R \tau_z / 4$$

де $z = 1...2$ – число штифтів; R – радіус розташування центрів штифтів; τ_b – межа міцності на зріз. Для сталі 45 $\tau_b = 380$ Н/мм².



Мал. 1.42 Фланцева муфта зі зрізним штифтом

Приклад. У приводі подачі верстата встановлена запобіжна муфта з зрізним штифтом для передачі потужності $P = 3,1$ кВт при кутовій швидкості $\omega = 21$ рад/с. Визначити діаметр штифта, якщо $z = 1$; $K = 30$ мм. Матеріал штифта – сталь 45 з $\tau_b = 380$ Н/мм². Муфта працює при спокійному навантаженні.

Рішення. 1. Номінальний момент муфти:

$$T = P/\omega = 3,1 \cdot 10^3 / 21 \text{ Н} \cdot \text{м} = 148 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2. Коефіцієнт режиму роботи приймаємо:

$$K = 1,2$$

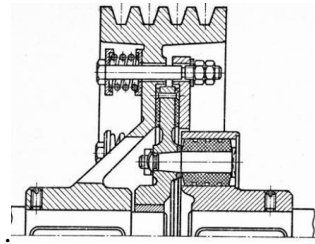
3. Граничний момент муфти:

$$T_{\text{пред}} = 1,25 T_{\text{розр}} = 1,25 K T = 1,25 \cdot 1,2 \cdot 148 \text{ Н} \cdot \text{м} = 222 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

4. Діаметр штифта:

$$d_{\text{ш}} \geq \sqrt{\frac{4T_{\text{пред}}}{\pi z R \tau_b}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 222 \cdot 10^3}{\pi \cdot 1 \cdot 30 \cdot 380}} \text{ мм} = 5 \text{ мм}$$

Комбіновані муфти. Комбіновані муфти представляють з'єднання різних муфт в одній конструкції. Застосовуються, коли жодна окремо взята муфта, розглянута вище, не може забезпечити необхідного характеру з'єднання валів. Число можливих комбінацій муфт велике. У машинобудуванні часто зустрічається комбінація пружних муфт, що компенсують, із запобіжними (мал.1.43)



Мал. 1.43 Комбінована упірно-запобіжна фрикційна муфта, вмонтована в шків

1.6. Осі та вали

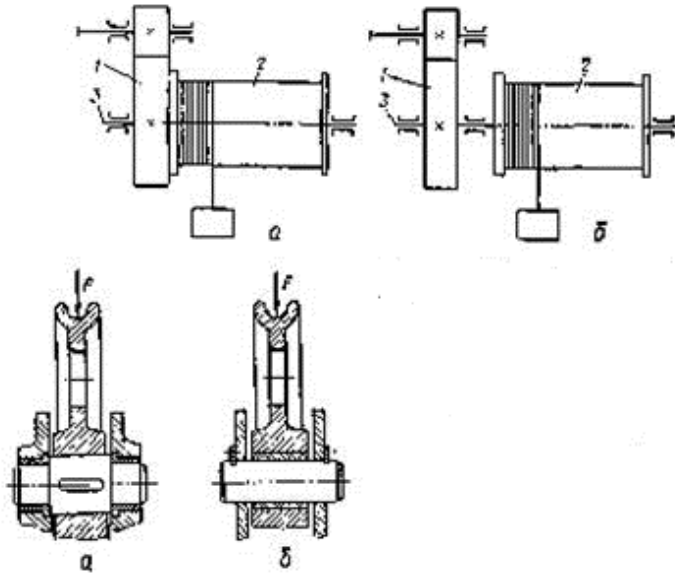
Загальні відомості. Конструкції та матеріали осей і валів.

Окремі елементи машин, що здійснюють обертовий рух, розміщують на осях та валах, які забезпечують для цих елементів постійне положення геометричної осі обертання.

Вісь – деталь видовженої циліндричної форми, що підтримує елементи машини у їхньому обертовому русі, не передаючи корисного крутного моменту.

Вал – деталь, призначена для передавання крутного моменту та підтримування елементів машини у їхньому обертовому русі. Існують такі види валів, наприклад, *гнуцькі дротяні* та *торсіонні*, які не підтримують деталей, а лише передають крутний момент.

У деяких випадках конструктивне розв'язування певних задач може бути виконане з використанням осі або вала. Так, у приводі барабана підйомного механізму у кранах (мал. 1.44, а) зубчасте колесо 1 разом із приєднаним до нього барабаном 2 встановлені на осі 3.



Мал. 1.44

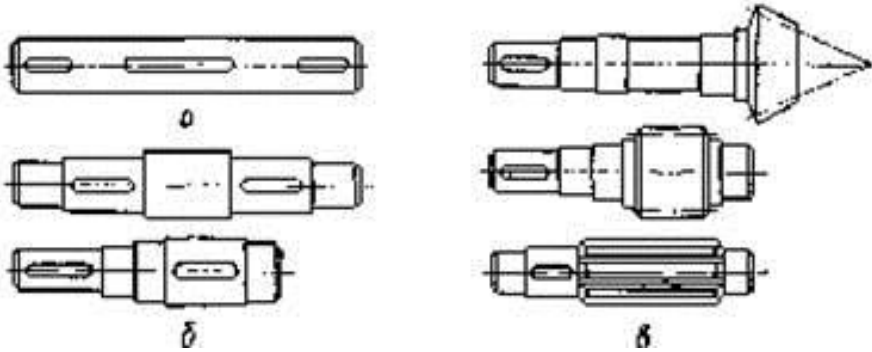
У схемі привода (б) зубчасте колесо 1 і барабан 2 виконані відокремленими і встановлені на валу 3, який передає крутний момент на відрізьку між колесом та барабаном.

Конструктивно осі можуть бути виконані з можливістю обертання (а) або нерухомими (б). Осі, що обертаються працюють у гірших умовах циклічно змінних напружень, але більш зручні в експлуатації, бо допускають використання виносних підшипників. Нерухомі осі працюють у більш сприятливих умовах під час постійних навантажень (за модулем та напрямом), але для них потрібні більш складні та менш зручні в експлуатації підшипники, які влаштовуються в насаджуваних на вісь деталях. Осі завжди мають прямолінійну вісь обертання.

Вали за формою геометричної осі можуть бути прямолінійними або колінчастими. Колінчасті вали використовують у двигунах внутрішнього згоряння, поршневих помпах. Різновидністю валів із непрямолінійною

геометричною віссю є гнучкі дротяні вали, які також належать до спеціальних деталей.

Прямолінійні вали за конструкцією можуть бути циліндричними постійного діаметру, (мал.1.45, а) ступінчастими (мал.1.45, б) і з нарізаними на них зубчастими вінцями або шліцами, (мал.1.45, в).



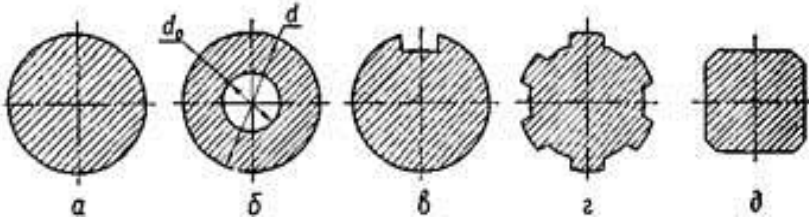
Мал. 1.45 Конструкції валів

Ступінчасті вали і вали з нарізаними зубчастими вінцями більш складні за конструкцією та у виготовленні, але дають змогу більш просто здійснити різні посадки деталей на окремих ділянках, забезпечують створення упорів та буртиків для осьової фіксації встановлених на валах деталей. Крім цього, змінюючи розміри перерізів, можна наблизити форму вала до найвигіднішої форми бруса рівного опору, що особливо важливо для валів, навантажених змінними за довжиною згинальними та крутними моментами.

За видом поперечного перерізу вали можуть бути суцільними або порожнистими, а за формою перерізу гладкими циліндричними, із шпонковим пазом, шліцевими або прямокутними (мал.1.46). Із використанням порожнистих валів значно зменшується їхня маса. Наприклад, якщо відношення

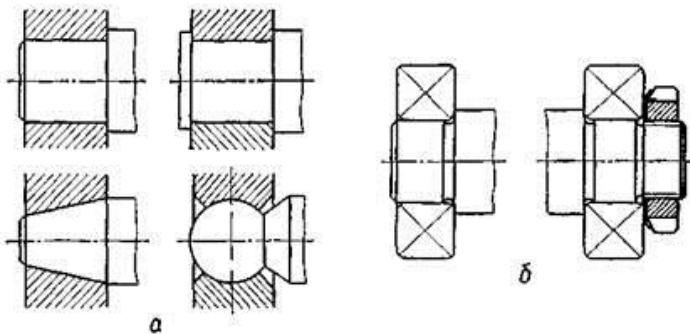
$$d_0/d = 0,5 \dots 0,6, \text{ то маса зменшується на } 22\text{--}30 \text{ \%}.$$

Опорні частини валів та осей називаються **цапфами**. Проміжні цапфи називаються **шийками**, а кінцеві – **шипамии**.



Мал. 1.46 *Форми поперечних перерізів валів*

Цапфи валів, що працюють у підшипниках ковзання, можуть бути **циліндричними**, **конічними** або **сферичними**, (мал.1.47). **Циліндричні цапфи** мають основне застосування як найпростіші у технологічному відношенні. **Конічні цапфи** використовують для регулювання зазорів у підшипниках, а інколи і для осьової фіксації вала. **Сферичні цапфи**, що мають дуже обмежене розповсюдження (через складність виготовлення), застосовують у разі значних кутових переміщень вала чи осі.



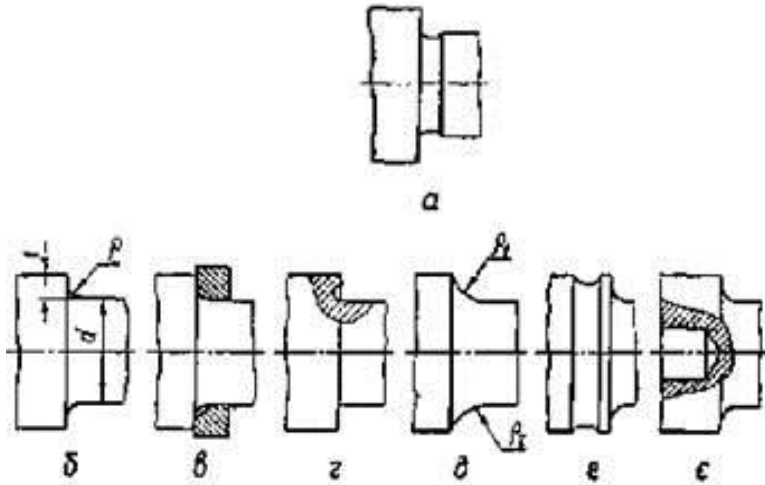
Мал. 1.47 *Конструкції опорних ділянок осей та валів*

Цапфи валів для підшипників кочення виконують циліндричними. В деяких випадках вони мають різьбові ділянки або інші конструктивні елементи для закріплення підшипників.

Перехідні ділянки валів між двома ступенями різних діаметрів виконують такими способами:

1. Із канавкою для виходу шліфувального круга, (мал.1.48,а). Канавки здебільшого виконують завширшки 3 мм і завглибшки 0,25–0,30 мм на валах діаметром 10–50 мм, а на валах діаметром 50–100 мм – завширшки 5 мм і завглибшки 0,5 мм. Канавки повинні мати максимально можливі радіуси закруглення для зменшення концентрації напружень і підвищення опору проти втомного руйнування в умовах дії змінних напружень. Канавки виконують на валах, діаметри яких визначають за умовою жорсткості, і на кінцевих ділянках валів, у перерізах яких діють незначні згинальні моменти. Якщо на валу є різьбові ділянки, то канавки передбачають для виходу різьбонарізного інструменту.

2. Із перехідною поверхнею – галтеллю постійного радіуса, (мал.1.48, б). Радіус галтелі ρ вибирають меншим за радіус закруглення або за радіальний розмір фаски деталі, що розміщується на валу. Для шийок під підшипники кочення рекомендують $t/\rho = 3$, а $\rho/d = 0,02 \dots 0,04$. Для важко навантажених валів у випадках, коли збільшення радіуса галтелі обмежується радіусом закруглення або фаскою кромки деталей, слід застосовувати додаткові проміжні кільця, (мал.1.48, в).



Мал. 1.48 Конструкції опорних ділянок осей та валів

3. Із галтеллю спеціальної форми. Небезпечною зоною здебільшого є перехід галтелі в ступінь меншого діаметра. Тому доцільно виконувати *галтель із змінним радіусом кривизни*, до того ж найбільший радіус кривизни повинен бути в зоні переходу до ступеня меншого діаметра. Застосовують *галтелі еліптичної форми* або галтелі, які окреслені двома радіусами кривизни ρ_1 , ρ_2 (г, д). *Галтелі з піднутренням* (г) важко шліфувати, а галтелі за малюнком(д) вимагають збільшення довжини перехідної ділянки вала. *Галтелі із змінним радіусом кривизни* значно підвищують стійкість вала проти втомного руйнування.

Підвищення втомної міцності валів у перехідних перерізах є видалення мало напруженого матеріалу виконанням розвантажувальних канавок (е) або висвердлюванням отворів у ступенях більшого діаметра (є). Такі заходи забезпечують більш рівномірний розподіл напружень і зменшують концентрацію напружень. Шкідливий вплив концентрації напружень можна значно зменшити, використовуючи *пластичне зміцнення галтелей* (обкочування роликом або обдування шротом).

Матеріалами для валів та осей є вуглецеві та леговані сталі. Заготовками для валів діаметром до 150 мм у більшості випадків є круглий прокат, а для валів більшого діаметра та фасонних валів – поковки. Поверхні валів, що призначені для спряження з іншими деталями, повинні бути точно і чисто оброблені різцями. Параметри шорсткості поверхонь: під підшипники кочення $Ra = (3,2...0,80)$ мкм, а під підшипники ковзання $Ra = (0,40...0,1)$ мкм.

Для валів, розміри поперечних перерізів яких вибирають за умовою жорсткості, переважно використовують сталі Ст5 і Ст6. Для більшості інших випадків застосовують сталі 45, 50, 40X, 40XH та ін. Вали з цих сталей піддаються нормалізації, поліпшенню або гартуванню з нагрівом СВЧ і низьким відпуском (шліцові вали, вали, що працюють у підшипниках ковзання, та інші випадки).

1.7. Гальмівна система

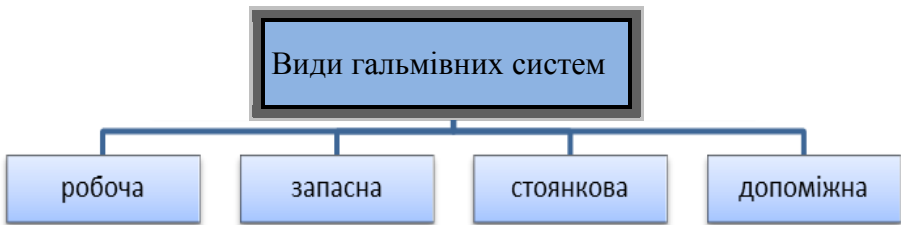
Перші гальмівні системи застосовувалися ще на жужовому транспорті. Кінь розганяв візок до відносно великих швидкостей і сам не справлявся з його зупинкою. Перші механізми гальмували саме колесо за допомогою ручного важеля або системи важелів. Дерев'яна колодка, іноді – з оббитою шкірою поверхнею, притискала безпосередньо до ободу колеса та гальмувала його. У сиру погоду це було неефективно, до того ж, з поширенням гумових шин гальмувати колесо таким чином стало просто неможливо, так як гума від контакту з колодкою дуже швидко б стерлася.

З тих пір гальмівний механізм пройшов серйозну еволюцію. Найбільший розвиток у розробці гальмівних систем відбувся з появою автомобіля.

Навіть на сухій рівній дорозі, гальмівний шлях автомобіля довгий і це може спричинити аварію. В процесі розвитку автотранспортних засобів застосовувались різні гальмівні механізми, які поступово вдосконалювалися. Першим

автомобільним гальмівним механізмом був барабанний, який не в змозі швидко зупинити потужні автомобілі, тому його замінили дисковим гальмівним механізмом, який був більш ефективним і створював такі умови, за яких одне чи декілька коліс автомобіля блокувалися, тобто починався рух «юзом», автомобіль заносило і втрачалась його керованість. Щоб цього уникнути автомобілі почали оснащувати антиблокувальною системою коліс.

Гальмівна сила виникає між колесом та дорогою й направлена проти обертання колеса, тобто перешкоджає його обертанню. Максимальне значення гальмівної сили на колесі залежить від можливостей механізму, який створює цю силу, від навантаження, що діє на колесо та від коефіцієнта зчеплення з дорогою. Ефективність гальмівної системи залежить від особливостей конструкції механізмів, які гальмують автомобіль.



Мал. 1.49 Різновиди гальмівних систем за призначенням

Гальмівна система складається з гальмівних механізмів та їхнього приводу.

Для більш детального розгляду барабанного гальмівного механізму з гідравлічним приводом, варто скористатися відеофільмом розглянути його схему, звернувши увагу, що цей вид гальмівного механізму був одним з найперших та навести приклади застосування.

В гальмах барабанного типу передня й задня гальмівні колодки за ходом руху автомобіля спрацьовуються нерівномірно, оскільки під час руху вперед у момент гальмування передня колодка працює проти обертання колеса й притискується до барабану з більшою силою, ніж задня. Що для

запобігання нерівномірного спрацювання передньої й задньої колодок, передню накладку роблять довшою, ніж задню, або рекомендують міняти місцями колодки через певний час. Щоб уникнути нерівномірного спрацювання гальмівних колодок та досягти більшого гальмівного ефекту, привід кожної колодки працює від окремого гідроциліндра.

Наприкінці п'ятдесятих, початку шістдесятих гальмівні системи не встигали за стрімким зростанням потужностей двигунів, на швидкохідних серійних автомобілях стали з'являтися дискові гальмівні механізми, які раніше застосовувалися на гоночних автомобілях та в авіації гальмівну систему з гідравлічним приводом застосовують на всіх легкових і деяких вантажних автомобілях. Вона водночас виконує функції робочої, запасної та стоянкової систем. Для підвищення надійності гальмівної системи, на легкових автомобілях застосовують двоконтурний гідравлічний привід, який складається з двох незалежних приводів, що діють від одного головного гальмівного циліндру на гальмівні механізми на передні і задні колеса окремо.

У дисковому механізмі колодки притискалися не до внутрішньої поверхні барабана, а до зовнішніх площин чавунного диску. Такий механізм конструктивно простіший від барабанного з автоматичним регулюванням зазору, компактніший, легший, дешевший і ефективніший, має меншу площу колодок, тому що поверхня диску плоска і колодки притискаються до нього рівномірно (напівкругла поверхня колодки барабанного гальма нерівномірно притискається до внутрішньої поверхні барабана). Він простіший в обслуговуванні, простіша заміна колодок, не обмежує гальмівне зусилля на колодках (в барабанному механізмі воно обмежене міцністю барабана). Дискові гальма краще охолоджуються, за рахунок циркуляції повітря між диском і поверхнею колодки, самоочищаються від води, бруду і продуктів зносу.

Для збільшення гальмівного зусилля використовують вакуумний підсилювач гальм, який є найпоширенішим видом підсилювача, який застосовується в гальмівній системі

сучасного автомобіля. Він створює додаткове зусилля на педалі гальма за рахунок розрідження та полегшує роботу гальмівної системи автомобіля, зменшує втому водія.

Будову вакуумного підсилювача гальм можна розглянути за схемою, поданою на (мал. 1.50.)

З'ясувавши якої складової у ній не вистачає.

Корпус підсилювача розділений діафрагмою на дві камери. Камера, звернена до головного гальмівного циліндра, називається вакуумною, протилежна до неї камера (з боку педалі гальма) – атмосферною, яка через зворотний клапан з'єднана із джерелом розрідження.



Рис. 1.50 Будова вакуумного підсилювача гальм

Атмосферна камера за допомогою слідкуючого клапана має підключення: у вихідному положенні – з вакуумною камерою; при натиснутій педалі гальма – з атмосферною. Вакуумний підсилювач гальм з'єднується, за допомогою шлангу, з всмоктуючим колектором, тому діафрагма виготовляється з бензостійкої гуми.

Принцип дії вакуумного підсилювача заснований на створенні різниці тисків у вакуумній і атмосферній камерах. У вихідному положенні тиск в обох камерах однаковий і дорівнює тиску, створюваному джерелом розрідження.

Система антиблокування коліс (ABS) стала актуальною у зв'язку з масовим поширенням вакуумних підсилювачів в гальмівних системах і ефективних, швидкодіючих дискових гальмівних механізмах, які дозволяють при натисканні на педаль заблокувати колісні гальмові механізми. Колеса при цьому припиняють обертатися і, як показали дослідження, ефективність гальмування автомобіля при цьому (рух «юзом», ковзання нерухомих коліс по асфальту) істотно зменшується в порівнянні з випадком, коли колеса повільно, але все ж котяться. Якщо колеса не котяться, а ковзають, то машина стає некерованою, оскільки напрямок руху практично не залежить від повороту передніх коліс.

Під час руху автомобіля з постійною швидкістю різниці в швидкостях обертання коліс не виникає, тобто не виникає різниця між приведеною швидкістю руху автомобіля v_a та середньою швидкістю обертання коліс v_k , тобто $v_a = v_k$. Потрібно зазначити, що при цьому під середньою швидкістю обертання коліс приймається величина $v_k = \frac{v_{k1} + v_{k2} + v_{k3} + v_{k4}}{4}$, де $v_{k1} \dots v_{k4}$ –

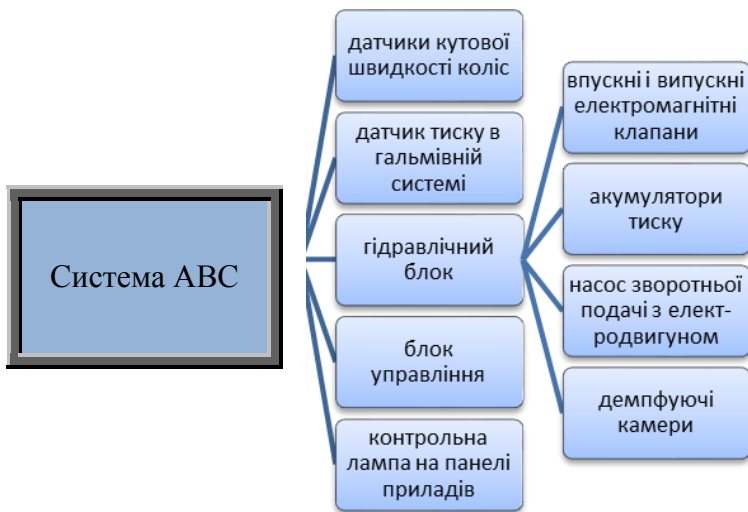
швидкості обертання кожного колеса окремо. Коли починається процес гальмування, приведена швидкість кузова автомобіля v_a починає перевищувати середню швидкість v_k обертання коліс, так як кузов «обганяє» колеса під дією сили інерції маси автомобіля, тобто $v_a > v_k$. При цьому між колесами і дорогою виникає явище рівномірного ковзання. Це ковзання є робочим параметром гальмівної системи і визначається $S = [(v_a - v_k)v_a]100\%$. Величина S називається коефіцієнтом ковзання, якщо $S = 0\%$, то колеса обертаються вільно без впливу на них дорожнього покриття; $S = 100\%$ – відповідає «юзю» колеса, коли воно переходить в заблокований стан.

При появі ефекту робочого ковзання виникає рівномірно зростаючий опір тертя R_d , який є функцією від робочого ковзання S та створює силу гальмування автомобіля F_r ; $F_r = KR_d(S)$, де K – конструктивний коефіцієнт пропорційності, який залежить від стану протектора шини, гальмівних колодок, гальмівних дисків і гальмівних супортів, значення величини F_r перебуває в межах 10-30%.

Основним завданням ABS є автоматичне (без участі водія) підтримання коефіцієнта ковзання від 10% до 30%, коли гальмівна сила автомобіля максимальна.

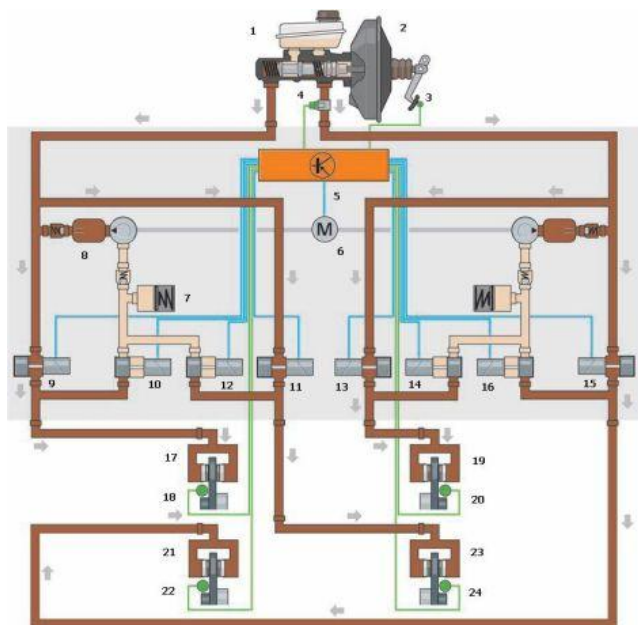
Загальним для всіх ABS є те, що вони доповнюють робочі функції гідравлічної гальмівної системи автомобіля принципово новою якістю – здатністю інтенсивного гальмування без блокування коліс та визначаються переваги системи антиблокування коліс, а саме: ABS робить неможливим блокування коліс за рахунок керованого електронним блоком зниження тиску в контурах коліс, що в даний момент блокуються, підтримуючи їх «на межі» блокування – гальмування в цей момент вважається найбільш ефективним. Автомобіль з ABS не втрачає керованості під час гальмування, його не заносить в сторону при блокуванні одного з передніх коліс, у системі гальм з ABS відсутні ненадійні механічні регулятори тиску, що використовуються в традиційній системі в контурі задніх коліс.

Складові компоненти системи ABS представлені на схемі (мал. 1.51.)



Мал. 1.51 Складові компоненти системи ABS

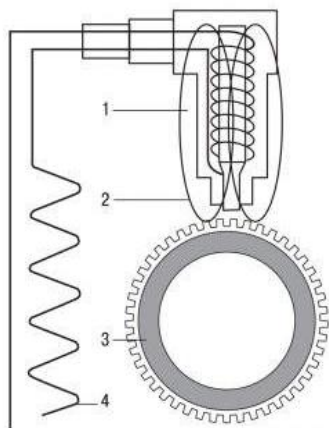
Датчик кутової швидкості встановлюється на кожне колесо. В основі роботи більшості датчиків швидкості обертання коліс використовується принцип електромагнітної індукції. Такий датчик складається з намагніченого осердя, розташованого всередині котушки. На ступиці колеса закріплений зубчатий вінець (мал. 1.53). Датчик нерухомо кріпиться над торцем цього вінця. При обертанні колеса, поблизу магнітного осердя датчика проходять зуби й западини зубчастого вінця і змінюють величину магнітного потоку усередині осердя датчика. За рахунок цього в обмотці датчика індукується електричний струм. Частота цього змінного електричного струму прямо пропорційна кутовій швидкості обертання колеса і кількості зубів на роторі. Схема антиблокувальної системи гальм ABS показана на (мал. 1.52.)



Мал. 1.52 Схема антиблокувальної системи гальм ABS

1 – компенсаційний бачок; 2 – вакуумний підсилювач гальм; 3 – датчик положення педалі гальма; 4 – датчик тиску в

гальмівній системі; 5 – блок управління; 6 – насос зворотної подачі; 7 – акумулятор тиску; 8 – демпфуюча камера; 9 – впускний клапан переднього лівого гальмівного механізму; 10 – випускний клапан приводу переднього лівого гальмівного механізму; 11 – впускний клапан приводу заднього правого гальмівного механізму; 12 – випускний клапан приводу заднього правого гальмівного механізму; 13 – впускний клапан приводу переднього правого гальмівного механізму; 14 – випускний клапан приводу переднього правого гальмівного механізму; 15 – впускний клапан приводу заднього лівого гальмівного механізму; 16 – випускний клапан приводу заднього лівого гальмівного механізму; 17 – передній лівий гальмівний циліндр; 18 – датчик частоти обертання переднього лівого колеса; 19 – передній правий гальмівний циліндр; 20 – датчик частоти обертання переднього правого колеса; 21 – задній лівий гальмівний циліндр; 22 – датчик частоти обертання заднього лівого колеса; 23 – задній правий гальмівний циліндр; 24 – датчик частоти обертання заднього правого колеса.



Мал. 1.53 Принцип роботи датчика швидкості колеса
 1 – датчик швидкості колеса; 2 – магнітне поле, 3 – зубчастий вінець, 4 – електричний сигнал

Отриманий таким чином сигнал датчика про швидкість обертання колеса передається через провідники до електронного блоку управління. На підставі сигналів датчиків блок керування виявляє ситуацію блокування колеса. У гідравлічному блоці кожному гальмівному циліндру колеса відповідає один впускний і один випускний клапани, які управляють гальмуванням в межах свого контуру, встановлюється два акумулятори тиску і дві демпфуючі камери за кількістю контурів гідроприводу гальм. Акумулятор тиску призначений для прийому гальмівної рідини при зменшенні тиску в гальмівному контурі. Насос зворотної подачі підключається, якщо недостатньо ємності акумуляторів тиску. Він збільшує швидкість скидання тиску. Демпфуючі камери приймають гальмівну рідину від насоса зворотної подачі і гасять її коливання.

Цикл роботи системи включає три фази (мал. 1.54)



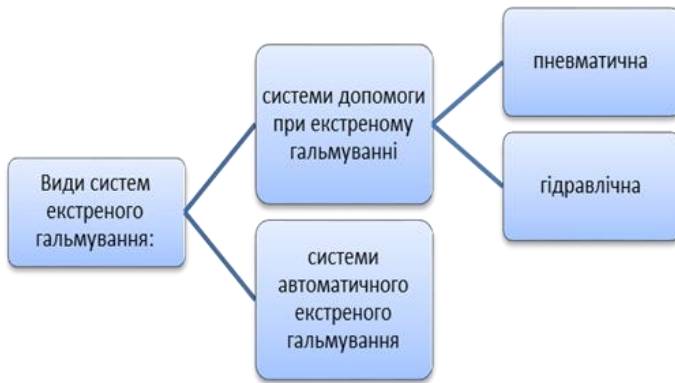
Мал. 1.54 Фази циклу роботи антиблокувальної системи

У відповідності електричних сигналів, що надходять від датчиків кутової швидкості, блок управління ABS порівнює кутові швидкості коліс. При виникненні небезпеки блокування одного з коліс, блок управління закриває відповідний впускний клапан. Випускний клапан при цьому також закритий. Відбувається утримання тиску в контурі гальмівного циліндра колеса. При подальшому натисканні на педаль гальма тиск в гальмовому циліндрі колеса не збільшується. При тривалому блокуванні колеса, блок управління відкриває відповідний випускний клапан. Впускний клапан при цьому залишається

закритим. Гальмівна рідина перепускається в акумулятор тиску. Відбувається скидання тиску в контурі, при цьому швидкість обертання колеса збільшується. Якщо ємності акумулятора тиску недостатньо, блок управління ABS підключає до роботи насос зворотної подачі. Насос зворотної подачі перекачує гальмівну рідину в демпфуючу камеру, зменшуючи тиск в контурі. Водій при цьому відчуває пульсацію педалі гальма. Як тільки кутова швидкість колеса перевищить певне значення, блок управління закриває випускний клапан і відкриває впускний. Відбувається збільшення тиску в контурі гальмівного циліндра колеса.

Перегляд відеофільмів «Принцип роботи ABS в 3D моделюванні» та «Принцип роботи ABS на діючому автомобілі» дасть можливість більш глибоко зрозуміти як працюють гальма на сучасних автомобілях.

Система екстреного гальмування, яка призначена для ефективного використання гальм в екстремій ситуації, показана на схемі (мал. 1.55)



Мал. 1.55 Види систем екстреного гальмування

Система допомоги при екстреному гальмуванні дозволяє реалізувати максимальний гальмівний результат при натисканні водієм на педаль гальм, а система автоматичного екстреного

гальмування створює частковий або максимальний гальмівний тиск без участі водія, тобто автоматично.

Система допомоги при екстреному гальмуванні пневматичного типу забезпечує ефективну роботу вакуумного підсилювача гальм. Вона встановлюється на автомобілях, що обладнані системою ABS. Принцип роботи даної системи оснований на розпізнаванні ситуації екстреного гальмування за швидкістю натискання педалі гальма. Швидкість натискання на педаль гальма фіксує датчик швидкості переміщення штока вакуумного підсилювача і передає сигнал в електронний блок управління. Якщо величина сигналу перевищує встановлене значення, електронний блок управління активує електромагніт приводу штока. Вакуумний підсилювач гальм підсилює тиск на педаль гальма. Екстрене гальмування відбувається до спрацювання системи ABS.

Система допомоги при екстреному гальмуванні гідравлічного типу забезпечують максимальний тиск рідини в гальмівній системі за рахунок використання елементів системи курсової стійкості.

Систему автоматичного екстреного гальмування за допомогою радара спонукає до дій автомобіль, який їде попереду. У разі ймовірної аварії система створює часткове або максимальне гальмівне зусилля, яке сповільнює або зупиняє автомобіль. Навіть під час зіткнення, наслідки для обох автомобілів будуть значно меншими.

Перегляд відеофільму, де порівнюється гальмування автомобілів з системою екстреного гальмування та без неї, дасть можливість більш глибоко зрозуміти даний навчальний матеріал.

Для запобігання блокування задніх коліс внаслідок управління гальмівним зусиллям задньої осі на автомобілі встановлюється система розподілу гальмівних зусиль. Сучасний автомобіль влаштований так, що на задню вісь припадає менше навантаження, ніж на передню. Тому для збереження курсової стійкості автомобіля блокування передніх коліс настає раніше задніх коліс. При різкому гальмуванні автомобіля відбувається

додаткове зменшення навантаження на задню вісь, так як центр тяжіння зміщується вперед, а задні колеса, при цьому, можуть бути заблокованими.

Зазначається, що система розподілу гальмівних зусиль являє собою програмне розширення антиблокувальної системи гальм, носить циклічний характер, а цикл роботи включає три фази (мал. 1.56).

За даними датчиків кутової швидкості коліс блок управління ABS порівнює гальмівні зусилля передніх і задніх коліс. Коли різниця між ними перевищує задану величину, включається алгоритм системи розподілу гальмівних зусиль.



Мал. 1.56 Цикли роботи системи розподілу гальмівних зусиль

На підставі різниці сигналів датчиків, блок керування визначає початок блокування задніх коліс. Він закриває впускні клапани в контурах гальмівних циліндрів задніх коліс. Тиск у контурі задніх коліс утримується на поточному рівні. Впускні клапани передніх коліс залишаються відкритими. Тиск в контурах гальмівних циліндрів передніх коліс продовжує збільшуватися до початку блокування передніх коліс. Якщо колеса задньої осі продовжують блокуватися, відкриваються відповідні випускні клапани і тиск в контурах гальмівних циліндрів задніх коліс зменшується. При перевищенні кутової швидкості задніх коліс заданого значення, тиск в контурах збільшується. Відбувається гальмування задніх коліс.

Перегляд відеофільму «Система розподілу гальмівних зусиль» дасть можливість більш глибоко зрозуміти даний навчальний матеріал.

1.8 Двигуни

Найбільш поширеними є *двигуни внутрішнього згорання і електричні*.

Поршневим двигуном внутрішнього згорання (ДВЗ) називається теплова машина в робочому циліндрі якої відбувається спалювання палива і перетворення теплоти в роботу.

Поршневий ДВЗ в порівнянні з будь-яким іншим тепловим двигуном є найбільш економним.

Мала металоємкість, надійність, швидкість запуску і значна тривалість роботи дала можливість цьому типу машин зайняти провідне місце перш за все в транспорті. Так в даний час переважна більшість легкових автомобілів і всі вантажні облаштовані ДВЗ. В США та Японії на вулицях з'явилися легкові автомобілі на яких встановлені електричні двигуни, які працюють від акумуляторів. В тролейбусах, трамваях, електропотягах уже тривалий час використовуються електричні двигуни, які живляться від мережі.

Стаціонарні двигуни застосовуються на електростанціях для приводу насосних установок, на нафто- і газоперекачувальних і бурових установках, в сільському господарстві тощо. Крім того, вони працюють на металургійних заводах, використовуючи як паливо доменній і генераторний газ. ДВЗ особливо незамінними є в місцях, які не охоплені мережею електрозабезпечення: лісних господарствах, геологорозвідувальних станціях тощо. В даний час широко ДВЗ використовуються у малогабаритних пристроях: бензопилх, газонних косарках, малогабаритних електрогенераторах тощо. Проте стаціонарні ДВЗ з розвитком енергозабезпечення витісняються електродвигунами.

Потужність існуючих стаціонарних двигунів складає від 20 до 3500 кВт (є навіть двигуни з потужністю 20 мВт), а загальна потужність поршневих двигунів в даний час значно перевищує потужність всіх електростанцій.

Перший газовий двигун був побудований Отто (1876), а перший карбюраторний двигун був створений моряком російського флоту О.С.Костовичем (1879 р.). В циліндр такого двигуна всмоктувалась готова горюча суміш, яка в потрібний момент запалювалась від зовнішнього джерела (електричної іскри високої напруги чи розігрітої кулі). Час згоряння горючої суміші дуже малий, в зв'язку з чим можна вважати, що процес горіння палива відбувається при постійному об'ємі.

Двигун із згорянням палива при постійному тиску (компресорний дизель) був створений Р.Дизелем (1898р.). В циліндрі двигуна стискується чисте повітря. В кінці стискування в циліндр впорскується паливо, яке в процесі змішування з гарячим повітрям спалахує і згорає при постійному тиску. Для розпилювання палива, яке подається в циліндр, використовувалось повітря стиснуте компресором. Тиск повітря в 1,2-2 рази більший за тиск створений в циліндрі.

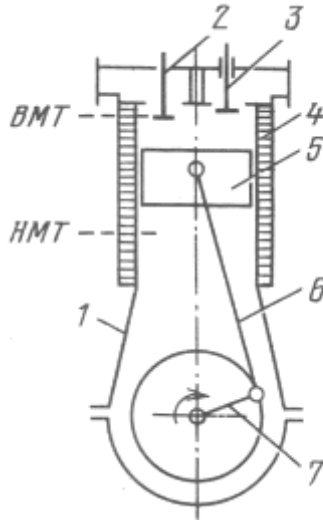
В двигунах із змішаним згорянням палива (безкомпресорні, дизельні) теж в циліндрі стискується чисте повітря, але паливо подається в циліндр під великим тиском (30-40 МПа) спеціальним пристроєм – форсункою, яка впорскує паливо в кінці такту стискування в розпиленому вигляді.

Паливо, впорскуване в стиснуте нагріте повітря до температури, яка перевищує температуру спалахування, згорає спочатку при постійному об'ємі, а потім майже при постійному тиску.

Основним елементом будь-якого поршневого двигуна є циліндр з поршнем, з'єднаний за допомогою кривошипно-шатунного механізму з конічним валом (мал. 1.57)

Циліндр (чи блок циліндрів) розташовується на верхній частині картера 1 і зверху закритий головкою, в якій встановлені впускний 2 і випускний 3 клапани і свічка запалювання (в карбюраторних двигунах), або форсунка (в дизельних). Циліндр

і головки мають порожнини і канали по яких циркулює охолоджувальна рідина. В картері монтується колінчастий вал, кривошип 7, який рухомо з'єднаний з шатуном 6.



Мал. 1.57 Принципова схема поршневого двигуна внутрішнього згорання

Верхня головка шатуна з'єднана шарнірно з поршнем, який здійснює прямолінійний зворотно-поступальний рух в циліндрі.

Крім основних деталей двигун має ряд допоміжних механізмів для подачі палива : паливний насос, змішувальні пристрої, фільтри, паливний бак, система змащення (масляний насос , фільтри, масляний бак), охолодження (водяний насос, радіатор) та інші. Допоміжні механізми приводяться в рух від колінчастого вала.

Крайні положення поршня називається верхньою мертвою точкою (ВМТ) і нижньою мертвою точкою (НМТ). Хід поршня від ВМТ до НМТ називається тактом. Об'єм описаний поршнем за один хід називається об'ємом циліндра, $V = \pi d^2 S / 4$ (d

– діаметр циліндра, S – хід поршня). Суму робочих об'ємів всіх циліндрів двигуна в літрах називають літражем двигуна.

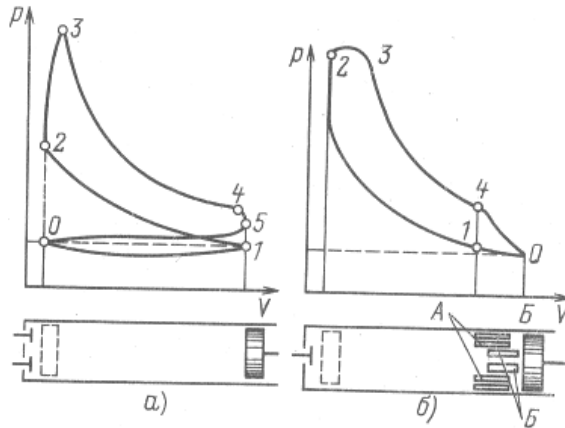
Об'єм V_c над поршнем, який знаходиться у ВМТ, називається об'ємом камери згоряння. Відношення $\epsilon = V_{ц} / V_c$ називається степінь стискування.

Робота двигуна внутрішнього згоряння описується індикаторною діаграмою.

Індикаторна діаграма ДВЗ зображена на малюнку 1.58, а. Відрізок 0-1 – всмоктування паливної суміші (1-такт); 1-2 стискування суміші (2-такт); 2-3 горіння палива +3-4 – розширення продуктів згоряння +4-5 вихлоп (3-такт); 5-0 вихлоп (4-такт).

З усіх чотирьох тактів тільки третій виконує корисну роботу, тому його називають робочий хід.

Індикаторна діаграма двохтактного двигуна має вигляд, зображений на малюнку 1,58 б.



Мал. 1.58 Індикаторна діаграма чотирьохтактного (а) і двохтактного (б) двигунів: А – випускне вікно; Б – продувне вікно

Він має такі процеси: 0-1 – продувка і всмоктування нової порції суміші +1-2 стискування (1-й такт); 2-3 – загоряння

палива + 3-4 – розширення + 4-0 вихлоп (2-й) такт. В двохтактовому двигуні продувка циліндра від залишкових газів і наповнення його свіжою горючою сумішшю здійснюється через спеціальні отвори в циліндрі.

В будівельній техніці переважно використовуються дизельні двигуни внутрішнього згорання і асинхронні трьохфазні електричні двигуни.

Основними частинами асинхронного двигуна є статор, ротор, підшипникові щити (мал. 1.59). Трифазні асинхронні двигуни бувають з короткозамкненим (мал. 1.59, а) або фазним ротором (мал.1.59, б).

Статори всіх типів асинхронних двигунів майже однакові. Вони складаються з таких частин: станини (або корпусу) з лапами; сталюого сердечника, який складається з штампованих ізолюваних один від одного листів електротехнічної сталі з пазами для укладання обмотки статора; обмотки статора, виготовленої з ізолюваного мідного дроту і укладеної в пази сердечника. Обмотка призначена для утворення обертового магнітного поля. Її розраховують і виготовляють так само, як і обмотку синхронних генераторів.

Ротор складається з таких частин: сталюого циліндра, складеного з штампованих ізолюваних один від одного листів електротехнічної сталі; вала ротора, на якому закріплено сталюий циліндр ротора, підшипники, приводний шків і вентилятор; обмотки ротора, яка в короткозамкнених двигунах складається з мідних стержнів, які з торців замикаються кільцями, утворюючи так зване «біляче колесо» (мал. 1.60).

У двигунах невеликої потужності біляче колесо виготовляють, заливаючи пази ротора алюмінієм.

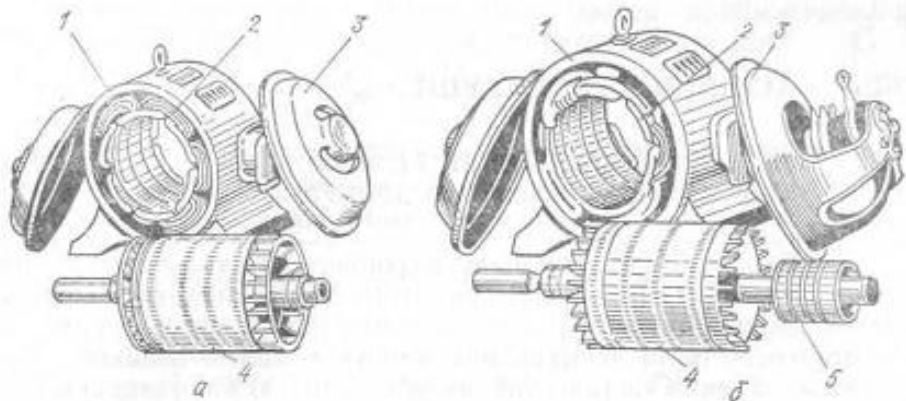
У пази фазного ротора укладають трифазну обмотку, виготовлену за типом обмотки статора. Як правило, фазну обмотку ротора сполучають зіркою. При цьому кінці обмотки з'єднують разом, а початки приєднують до контактних кілець, на які встановлюють щітки, сполучені з пусковим реостатом ПР (мал. 1.60).

Підшипники насаджують на вал і кріплять зовнішніми обоймами в підшипникових щитах.

Вентилятор кріплять на валі ротора. Він призначений для створення потоку повітря, який охолоджуватиме електродвигун.

Підшипникові щити є опорою для підшипників ротора. Їх прикріплюють болтами до станини двигуна.

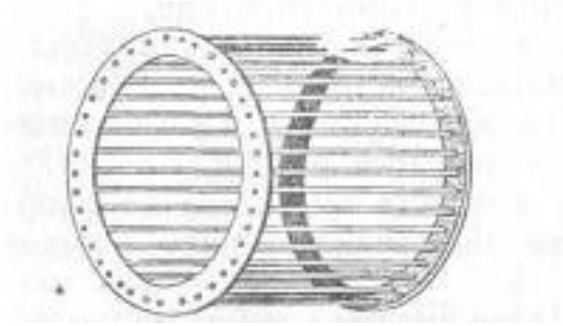
Принцип дії двигунів, як і генераторів, ґрунтується на використанні трьох основних явищ електромагнетизму: 1) механічної взаємодії струмів, відкритої Ампером у 1821 р.; 2) електромагнітної індукції, відкритої Фарадеєм у 1831 р.; 3) теоретичному узагальненні цих явищ (про напрям індукованого струму), зробленому петербурзьким академіком Ленцем у 1834 р.



Мал. 1.59 Трифазні асинхронні двигуни:

*а – з короткозамкненим ротором; б – з фазним ротором;
1 – корпус двигуна; 2 – обмотка статора; 3 – підшипникові щити; 4 – ротор; 5 – контактні кільця фазного ротора*

Якщо ввімкнути двигун у мережу трифазного струму, то по його трьох обмотках, зсунутих у просторі на 120° , потече струм, який створить обертове магнітне поле, що обертатиметься з швидкістю $n_1 = \frac{60f}{p}$.

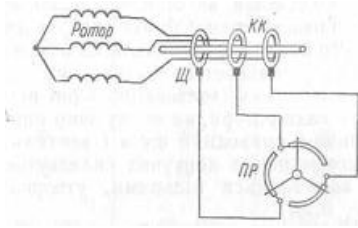


Мал. 1.60 Короткозамкнена обмотка («біляче колесо») ротора асинхронного двигуна

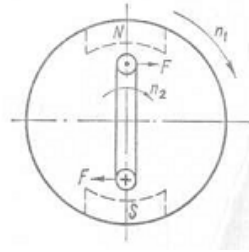
Якщо умовно зобразити обертове магнітне поле статора двома полюсами N і S (мал.1.62), яке обертається з швидкістю n_1 , а ротор – одним витком, то поле, перетинаючи виток ротора, індукуватиме в ньому е. р. с., під впливом якої в короткозамкненому витку виникне струм. Застосувавши правило правої руки, знайдемо, що в провіднику під північним полюсом індукована е. р. с. і струм спрямовані до нас, а під південним – від нас (при визначенні напрямку е. р. с. рух провідника відносно поля вважають протилежним).

За правилом лівої руки знаходимо напрям виштовхувальної сили, яка виникає при взаємодії провідника із струмом і магнітного поля. З мал. 1.62 видно, що ці сили утворюють обертовий момент у напрямі, який відповідає напрямку обертання магнітного поля. Ротор обертатиметься з швидкістю n_2 , трохи меншою за швидкість обертання поля n_1 .

Якщо припустити, що ротор наздожене поле статора і швидкості їх обертання зрівняються, то магнітні лінії поля статора перестануть перетинати обмотку ротора, в якій не індукуватиметься струм і зникне пара сил. Таким чином, відставання ротора від поля статора є необхідною умовою роботи асинхронного двигуна. Звідси і назва «асинхронний», тобто такий, в якому оберти магнітного поля не збігаються з обертами ротора.



Мал. 1.61 Обмотка фазного ротора з пусковим реостатом



Мал. 1.62 Принцип дії асинхронного двигуна

Явище відставання ротора від обертового поля статора називається ковзанням і позначається буквою S . Ковзання є величиною змінною. Воно залежить від навантаження на валу двигуна. Із збільшенням навантаження оберти ротора зменшуються (ротор загальмовується), а отже, збільшується ковзання S , і навпаки. Ковзання визначається відношенням різниці чисел обертів магнітного поля статора n_1 і обертів ротора n_2 до числа обертів поля статора n_1 :

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1};$$

або, в процентах:

$$S = \frac{n_1 - n_2}{n_1} \cdot 100\%.$$

Під час пуску двигуна (ротор нерухомий) $n_2=0$, тому $S=1$.

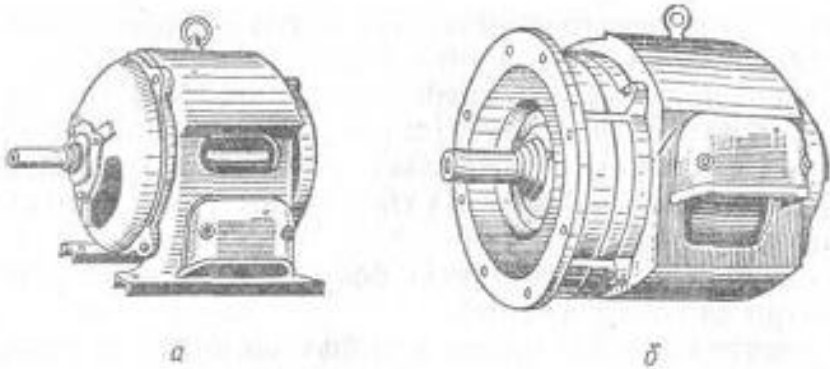
При холостому ході двигуна швидкість обертання ротора n_2 майже дорівнює швидкості обертання поля статора n_1 і ковзання майже дорівнює нулю. Для сучасних асинхронних двигунів номінальне ковзання S_n (при номінальному навантаженні двигуна) коливається в межах $2 \div 6\%$.

Залежно від умов роботи електродвигуни виготовляють різної конструкції, а саме: відкриті, захищені, закриті, вибухобезпечні і т. ін..

Відкриті електродвигуни не мають спеціальних пристроїв для захисту обертових частин, а також частин, що перебувають під напругою.

Захищені електродвигуни мають спеціальні пристрої, які захищають їх від проникнення всередину сторонніх тіл (від пилу, газів і вологи ці пристрої не захищають).

Закриті електродвигуни захищені з усіх боків, але всередину їх може проходити повітря для охолодження.



Мал. 1.63 Асинхронні двигуни:

а – захищений двигун серії А; б – захищений двигун з фланцем типу АОФ

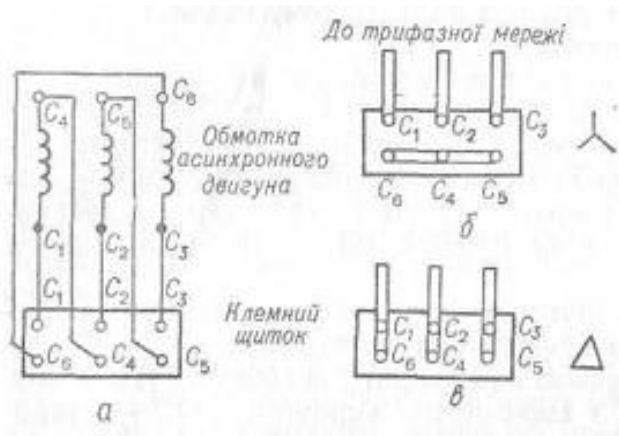
Вибухобезпечні електродвигуни мають надійно закритий корпус, через який вогонь не може вирватись назовні, що дає можливість використовувати їх у вибухонебезпечних приміщеннях.

Асинхронні двигуни об'єднані в єдину серію, яка за потужністю поділяється на чотири групи: 1) – від 5 до 60 *вт*; 2) – від 0,6 до 100 *квт*; 3) – від 100 до 1000 *квт* і 4) понад 1000 *квт*. Двигуни цієї серії виготовляють на стандартні напруги 127, 220, 380, 500 *в* і на 3, 6 і 10 *кв*. Швидкість їх обертання – 750, 1000, 1500 і 3000 *об/хв*. На напругу 3 і 6 *кв* виготовляють двигуни потужністю 100 *квт* і вище, а на 10 *кв* – тільки тихохідні, потужністю понад 1000 *квт*.

Найбільше поширені двигуни другої групи з короткозамкненою алюмінієвою обмоткою ротора. Двигуни цієї групи бувають двох видів: захищені, які позначаються літерою А

і закриті, що обдуваються повітрям і позначаються АО; АЛ – захищені з алюмінієвим корпусом; АОЛ – закриті, обдуваються, з алюмінієвим корпусом.

До корпусу кожного двигуна прикріплюють металеву бірку – паспорт двигуна, на якому написано основні його дані: тип, напруга, потужність, $\cos\varphi$ і т. ін. Якщо тип двигуна, наприклад, АО 41 – 2, то його слід розшифрувати так: АО – електродвигун трифазний короткозамкнений, закритий, який обдувається; перша цифра 4 – двигун четвертого габаритного розміру (умовне позначення зовнішнього діаметра сталі статора, друга цифра 1 – першої довжини (умовний номер довжини активної сталі), третя цифра (після риски) 2 – число полюсів статора; якщо двигун має два полюси, то в нього швидкість обертання становить 3000 об/хв.



Мал. 1.64 З'єднання обмоток асинхронного двигуна: а – приєднання кінців обмоток клемного щитка; б – з'єднання обмоток зіркою; в – трикутником

Двигуни єдиної серії з фазним ротором позначають: АК – в захищеному і АКЗ – в закритому виконанні.

Однофазні асинхронні короткозамкнені двигуни типу АОЛБ загального призначення належать до першої групи єдиної серії.

Електропромисловість випускає також двигуни з короткозамкненим ротором типів АП і АОП з підвищеними

пусковими моментами. Двигуни АС і АОС із збільшеним ковзанням застосовуються на важких роботах(на екскаваторах тощо).

На мал. 1.63, *а* зображено асинхронний двигун з горизонтальним валом серії А, а на мал. 1.63, *б* двигун типу АОФ з фланцем для кріплення до вертикальної стінки механізму, який приводиться в рух двигуном.

Крім паспорта, на корпусі двигуна кріплять також клемний щиток, до якого підводяться кінці трьох обмоток статора. Початки обмоток позначають C_1, C_2, C_3 , а кінці – відповідно C_4, C_5, C_6 . На щитку двигуна кінці обмоток приєднують до клем так, як зображено на мал.1.64, *а*. Сполучення кінців слід виконувати зіркою при $U_{л} = 380$ в або трикутником при $U_{л} = 220$ в (мал.1.64, *б* і *в*).

1.9 Загальні відомості про гідравлічний привід

В сучасній техніці, в тому числі і в будівельній, широко використовується гідравлічний привід. Можна сказати, що немає жодної будівельної машини яка б працювала без використання гідравліки. Так в екскаваторах завдяки гідравліці здійснюється повне управління прямою і зворотною лопатою, в стрілових кранах – вилітом і поворотом стріли, в бульдозерах, грейдерах – робочою лопатою і т. д.

Гідропривід має три основних вузли, які між собою зв'язані трубопроводами (шлангами) високого тиску. Це насос – розподільник – гідроциліндр.

Гідравлічний насос захоплює масло з бака і під великим тиском подає його до розподільника, який спрямовує масло до робочого циліндра прямої чи поворотної дії. З гідроциліндром з'єднують робочі органи механічної машини.

Гідравлічні насоси розділяють на порційні, які подають масло в систему порціями, і динамічні – неперервним потоком. До порційних належать: поршневі (односторонньої і двосторонньої дії, радіально- і аксіально- поршневі) шестеренні,

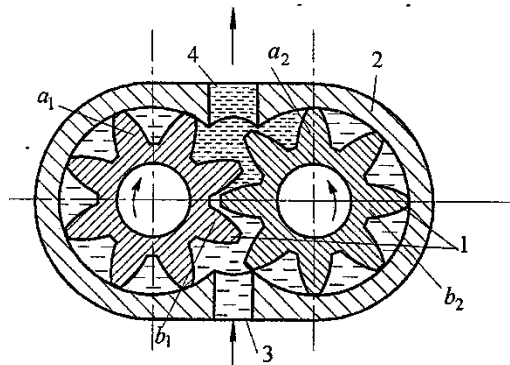
пластинчасті, діафрагменні, гвинтові, відцентрові, лопатеві тощо.

До динамічних насосів належать: відцентрові, осьові, вихрові, водострумінні тощо.

В малопотужній будівельній техніці переважно використовуються шестеренні насоси, а в потужній високогабаритній – аксіальні.

Шестеренні насоси належать до об'ємних (порційних). В них ведуча і ведені шестерні в западинах між зубцями переносять рідину понад стінкою корпуса насоса із камери всмоктування в камеру нагнітання. Шестеренні насоси можуть бути із шестернями зовнішнього і внутрішнього зачеплення.

Більшого поширення набули насоси з шестернями зовнішнього зачеплення. Схема такого насоса зображена на мал. 1.65.



Мал. 1.65

Він має дві шестерні 1, які зачеплені між собою. Шестерня, яка приводиться в рух зовнішнім зусиллям, називається ведучою, а яка приводиться в рух за рахунок зачеплення – веденою.

Шестерні можуть бути прямозубі, косозубі, шевронні та ін. Найбільш поширеними є прямозубі. Шестерні розташовані в корпусі 2, який має дві торцеві кришки і два отвори, один всмоктувальний 3, а інший напірний 4. Якщо припустити, що ліва шестерня ведена і обертається за годинниковою стрілкою, то ведуча буде рухатись проти

годинникової стрілки. Якщо порожнина 3 буде заповнена рідиною, то зуби шестерень захоплюють її в западини і несуть понад стінкою до камери нагнітання 4.

Надійність в роботі, продуктивність, величина тиску в значній мірі залежать від геометрії зубів шестерень та точності виготовлення деталей насоса. Перш за все треба запобігати виникненню компресії рідини в западинах шестерень. При роботі насоса частина рідини може бути замкнута (затиснута) в западинах однієї шестерні зубами іншої. Це приводить до виникнення високого тиску (компресії) в замкненій області, що спричинить додаткове навантаження на підшипники насоса і нагрів рідини та деталей насоса. Тому при виготовленні шестерень треба це враховувати і дещо зменшити товщину їх зубів.

Для зменшення впливу на роботу насосів компресії рідини в западинах шестерень в конструкції бокових кришок насосів передбачають спеціальні розвантажуючі (каналізаційні) канавки. Їх розташовують так, щоб западини шестерень з'єднувались із зоною нагнітання лише на час зменшення свого об'єму, а потім, коли замкнутий об'єм збільшується, з'єднувались із зоною всмоктування. Це сприятиме уникненню кавітації. В насосах, що призначені для роботи при високих тисках, застосовують пристрої для автоматичного ущільнення шестерень по їх торцям. З цією метою використовують дві плаваючі втулки, які завдяки тиску рідини притискуються до торцевих поверхонь шестерень.

Насоси з таким ущільненням відрізняються великим терміном служби і мають високий об'ємний к.к.д. Так в насосах середньої потужності ($Q = 60$ л/хв. і $P = 120 \div 150$ кг/см²) він досягає 0,94 – 0,96.

При розрахунку продуктивності шестеренчастих насосів роблять певні припущення. Вважають, що об'єм зубів і западин в шестернях однаковий. Отже об'єм рідини, що шестеренчастий насос теоретично подає за один оберт, дорівнює половині об'єму, який займають вінці шестерень.

Обсяг рідини, який знаходиться у замкнутому просторі між зубами шестерень, при розрахунках продуктивності насоса не враховується, бо він не змінюється при обертанні шестерень.

Тоді:

$$Q = \pi d_0 h b = \pi d_0 (d_1 - d_2) b,$$

- де d_0 – діаметр початкового кола;
 d_1 – зовнішній діаметр шестерні;
 d_2 – діаметр западин шестерні;
 h – висота зуба;
 b – ширина шестерні, $b = (3-6)m$;
 m – модуль шестерні.

Миттєва подача насоса:

$$g = \omega b (d_0 m + m^2 - l^2),$$

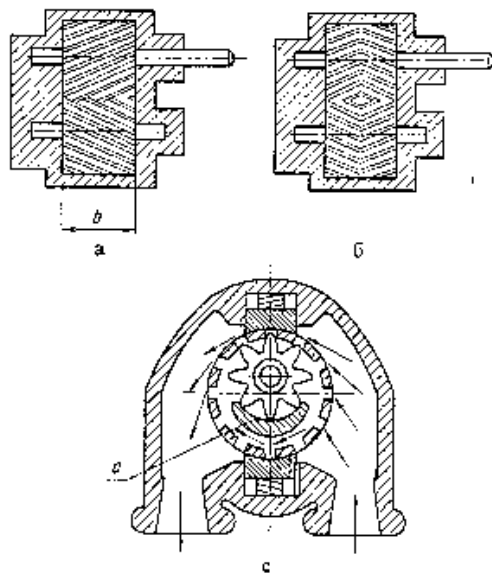
- де ω — кутова швидкість обертання шестерень;
 l – половина довжини лінії зачеплення.

Як відомо миттєва подача рідини шестеренчастих насосів є періодичною функцією з періодом $2\pi/z$. Отже, пульсація потоку рідини шестеренчастого насоса відбувається з частотою за один оберт рівною числу зубів ведучої шестерні, тобто пульсація подачі відбувається при повороті шестерні на кут, який відповідає одному кроку. Можна показати, що:

$$\delta = \frac{g_{\max} - g_{\min}}{g_{\text{сер}}} 100 = \frac{2}{z + 1} 100\%.$$

Отже, пульсація потоку рідини в шестеренчастих насосах незначна. Шестеренчасті насоси із зовнішнім зачепленням мають просту конструкцію, надійні в роботі, здатні до самовсмоктування рідини, нагнітають рідину із значним тиском, швидкохідні, мають невеликі розміри і вагу, перекачують рідину у широкому діапазоні в'язкості (від $0,5 \cdot 10^{-6}$ до $250 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$). Тому вони широко застосовуються в системах змащення машин і механізмів, у різних гідроприводах, для перекачування нафти і нафтопродуктів та інших рідин.

Проте в окремих випадках застосовують модернізовані шестеренчасті насоси: з косозубим, шевронним або внутрішнім зачепленням (мал. 1.66).



Мал. 1.66

В шестеренчастих насосах з косозубими (мал. 1.66, а) і шевронними шестернями (мал. 1.66, б) майже відсутня пульсація потоку рідини, зменшується шумність роботи. Це досягається за рахунок плавного входження шестерень в зачеплення і виходу з нього. Відсутня також компресія рідини між западинами і зубами шестерень.

Однак при роботі косозубих шестерень виникають осьові зусилля, які притискають шестерні до торців корпусу, що прискорює їх зношення. Запобігають цьому використанням упорних підшипників. Для насосів з шевронними шестернями (мал. 1.66, б) це не характерне. В них осьові зусилля зрівноважуються.

Насоси з внутрішнім зачепленням (мал. 1.66, с), в порівнянні з насосами із зовнішнім зачепленням шестерень, компактніші, мають менші розміри і вагу. Принцип їх роботи аналогічний до насосів з шестернями зовнішнього зачеплення. Рідина, яка заповнює міжзубові западини, переноситься в камеру нагнітання де і виштовхується. Для відокремлення областей

всмоктування і нагнітання використовують серпоподібний елементи *a*.

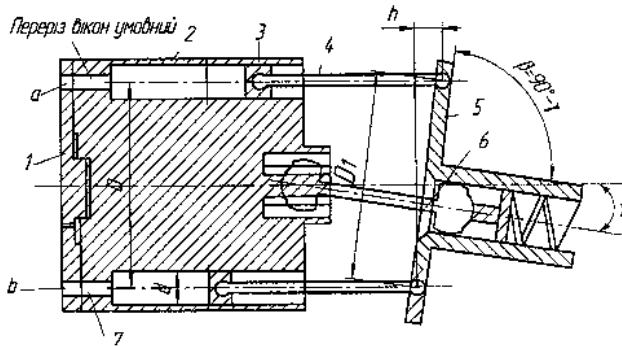
Аксіальні роторно-поршневі насоси відрізняються від радіальних тим, що в них осі циліндрів розташовані паралельно чи під невеликим кутом до вхідного вала. При тих же значеннях витрат і тиску вони мають значно менші габаритні розміри і вагу.

За кінематичною ознакою, вони поділяються на насоси з похилим диском і похилим блоком.

Відомі численні конструктивні різновиди аксіальних насосів, серед яких найбільш часто зустрічаються такі:

- з шатунним приводом;
- з шатунним приводом і силовим карданом;
- з шатунним приводом і не силовим карданом;
- з безшатунним приводом і точковим контактом сферичних торців поршнів;
- з безшатунним приводом і кільцевими гідростатичними опорами.

Розглянемо аксіально-поршневий насос з нахиленим диском карданого типу (мал. 1.67).



Мал. 1.67

Такий насос складається з блока циліндрів 2 з поршнями 3, які зв'язані шатунами 4 з нахиленим диском 5. Кут нахилу диска γ до осі блока циліндрів визначає величину ходу поршнів.

Блок циліндрів обертається навколо осі, що спрощує підведення і відведення рідини. Це здійснюється через серпоподібні вікна *a* і *b*, які виготовлені в диску 1, і канали 7

блоку циліндрів. Вал приводу зв'язаний з блоком циліндрів універсальним шарніром (карданом) 6.

Насос працює так. За допомогою зовнішнього приводу здійснюється обертання блока циліндрів. Оскільки нахилений диск не рухомий, то при обертанні блока циліндрів поршні починають рухатись зворотно-поступально. Далі все відбувається так, як і при роботі звичайного поршневого насосу.

Продуктивність насоса знаходиться за формулою:

$$Q = \frac{\pi d^2 R t g \gamma z n}{2}$$

де d — діаметр поршня;

R — радіус кола, на якому розташовані центри циліндрів;

n — число обертів блока циліндрів;

z — число циліндрів.

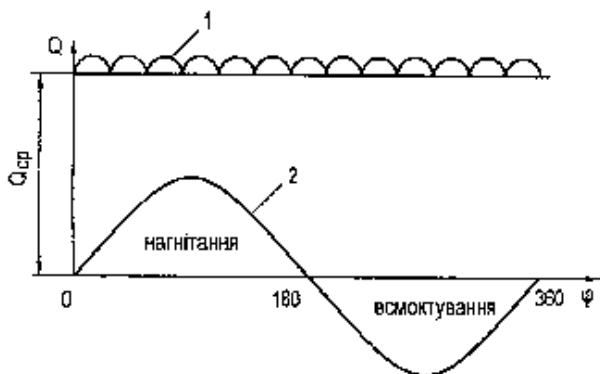
Дійсну (ефективну) продуктивність насосу знаходять за виразом:

$$Q_{ef} = Q \eta_0,$$

де η_0 — об'ємний к.к.д. насоса.

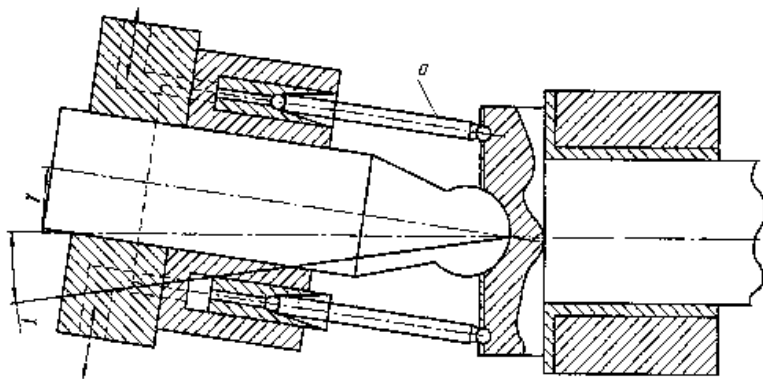
Для аксіальних насосів $\eta_0 = 0,75-0,9$, для інших $\eta_0 = 0,96-0,98\%$. Аксіальні поршневі насоси випускаються як регульованої, так і нерегульованої продуктивності. Регулювання здійснюється зміною кута між осями диска і блока циліндрів.

Графік витрати рідини одним поршнем має вигляд, показаний на малюнку 1.68 (крива 2); сумарна витрата від усіх поршнів – крива 1.



Мал. 1.68

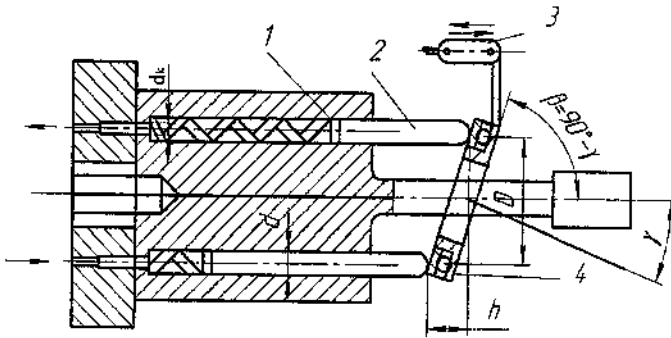
Поширення також набрали аксіальні роторно-поршневі насоси з безкарданним зв'язком блока циліндрів з нахиленим диском (мал. 1.69).



Мал. 1.69

Зв'язок ведучого нахиленого диска з блоком циліндрів здійснюється лише через шатуни *a*. Застосування такої конструкції дозволяє зменшити діаметр блока циліндрів та покращити вібраційні характеристики. Проте в цих насосах великий контактний тиск між шатунами і нахиленим диском. Його зменшення досягнуто у конструкції насосів без карданного

і шатунного зв'язку між поршнями і нахиленим диском (мал. 1.70).



Мал. 1.70

Поршні в таких насосах виготовлені у вигляді плунжерів 2, зв'язаних з нахиленим диском 4 за допомогою пружин 1. Нахилений диск виготовлений у вигляді підшипника, що значно зменшує тертя між плунжерами і нахиленим диском. Кут нахилу диска регулюється за допомогою тяги 3.

Насоси з аксіальним розташуванням циліндрів застосовуються для роботи при тисках 350-400 кг/см².

Кількість поршнів у них $z = 7 \div 9$; максимальний кут γ між осями циліндрів і нахиленим диском дорівнює 20° ; число обертів насоса 500-700 в хвилину (для насосів великої потужності 4000 обертів за хвилину, наприклад, для прокатних станів); вага відносно невелика.

Розподільники виготовляються окремим блоком з декількома секціями кожна з яких управляється важелем, переміщуючи який можна встановити відповідний режим роботи механізму (підйом – нейтральний – опускання – плаваючий).

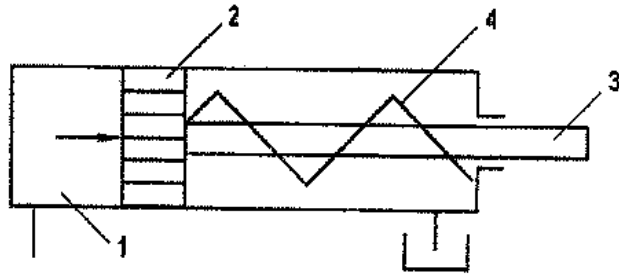
Гідродвигуни призначені для перетворення енергії потоку рідини в механічну енергію зворотно-поступального чи зворотно-поворотного руху. Гідродвигуни виготовляють у вигляді гідроциліндрів і розділяють на силові та моментні.

Силкові гідроциліндри поступального приводу різних механізмів, а моментні – для зворотно-поворотного.

Силкові гідроциліндри знайшли широке застосування в техніці, особливо в механізмах гідроприводів. Вони мають просту конструкцію, велику надійність, порівняно дешеві.

Для задоволення потреб техніки сконструйовано багато різновидів силових циліндрів.

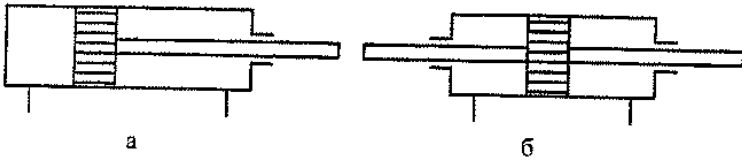
Найпростішими з них є гідроциліндри однієї дії (мал. 1.71).



Мал. 1.71

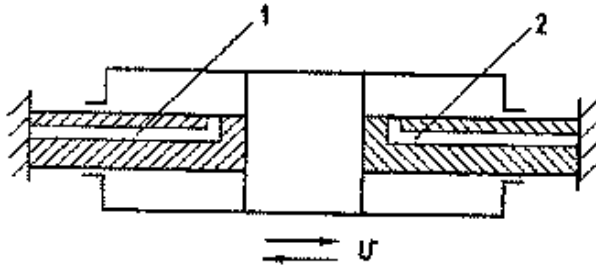
У ньому робочий хід виконується в одному напрямку. Повернення штока 3 здійснюється пружиною 4 чи зовнішніми силами. Як поршень 2, так і шток розташовані в циліндрі 1 з мінімальними зазорами. Ущільнення в більшості випадків здійснюється спеціальними кільцями. Рідина, яка поступає в циліндр під певним тиском, тисне на поршень 2, завдяки чому долаються зовнішнє навантаження і сили тертя. Такі циліндри застосовують тоді, коли поворотне зусилля невелике.

У гідросистемах широко використовуються гідроциліндри двобічної дії (мал. 1.72).



Мал. 1.72

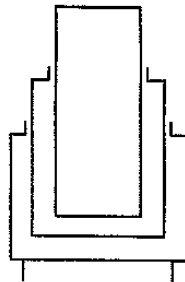
В них поршень, під дією рідини переміщується в двох протилежних напрямках. Такого типу циліндри виготовляються з одnobічним (мал. 1.72, а), чи двобічним (мал. 1.72, б) штоком. Можливий варіант виконання силових циліндрів, коли шток не рухомий, а рухається циліндр (мал. 1.73).



Мал. 1.73

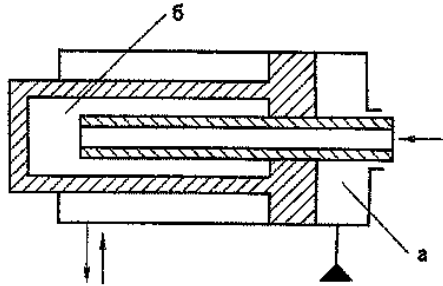
Рідина в циліндр подається через канали 1, 2, які виготовлені в штоках.

Силовий циліндр, що має кілька штоків, загальний хід яких більше довжини циліндра, називається телескопічним (мал.1.74).



Мал. 1.74

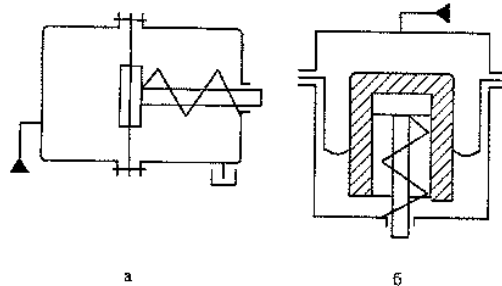
При необхідності мати ступеневе регулювання швидкості і різні тягові зусилля застосовують підсумовуючі (багатошвидкісні) гідроциліндри (мал. 1.75).



Мал. 1.75

При одночасній подачі рідини в порожнини *a* і *б* поршень буде рухатись з найменшою швидкістю. Якщо подавати масло тільки в порожнину *a* — з середньою швидкістю. Найбільша швидкість буде при подачі масла тільки в порожнину *б*, а порожнину *a* з'єднати з баком.

У випадках коли потрібні невеликі переміщення штока, але великі зусилля і відсутність підтікання рідини через ущільнення використовують діафрагмові гідроциліндри (мал. 1.76).



Мал. 1.76

Діафрагма може бути плоска (мал. 1.76, а) і гофрована (мал. 1.76, б).

Важливим конструктивним елементом гідроциліндрів є ущільнення рухомих і нерухомих з'єднань. Ущільнення рухомих

з'єднань (поршнем і циліндром, штоком і кришкою) повинні запобігати підтіканню рідини і зносу спряжених деталей. Ущільнення нерухомих з'єднань крім того забезпечує зручність монтажу і демонтажу гідроциліндрів.

Матеріал ущільнення повинен бути міцним, не руйнуватись під дією рідини (маслостійким).

Всі ущільнення підрозділяються на три таких групи:

1) щілинні (ущільнення досягається утворенням такого зазору між спряженими деталями, через який рідина не просочується);

2) самозатягуючі (ущільнення в яких тиск рідини сприяє ущільненню);

3) зтяжні (для створення герметичності застосовується зтяжний ущільнювач, наприклад, пакет манжет, сальникові набивки чи прокладки).

Розрахункове зусилля F на штоку гідроциліндра дорівнює:

$$F = pS,$$

де p – робочий тиск рідини;

S – робоча площа поршня.

Розрахункову швидкість поршня и знаходять за такою формулою:

$$v = \frac{Q}{S}$$

де Q – об'єм рідини, який створюється поршнем при його переміщенні за одиницю часу;

S – робоча площа поршня.

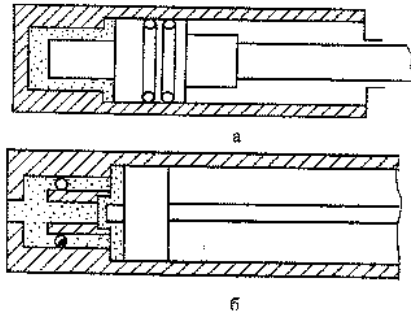
Дійсні зусилля і швидкість знаходять виходячи з розрахункових і урахування коефіцієнта корисної дії гідроциліндра.

В залежності від виробничих потреб гідроциліндри можуть зазнавати конструктивних змін, удосконалень. Одним з них є регулювання швидкості руху поршня (штока). Наприклад, коли за допомогою гідроциліндрів переміщують великі маси, важкі деталі, масивні столи з великим прискоренням виникає

потреба їх гальмування перед зупинкою, інакше сили інерції можуть привести до руйнувань.

Найбільш поширений спосіб гальмування здійснюється шляхом запирання рідини наприкінці ходу поршня.

Запирання масла може здійснюватись з наступним повільним продавлюванням його через гідравлічний опір, наприклад, через кільцевий зазор між глухим отвором у кришці циліндра і виступом штока (мал. 1.77, а).



Мал. 1.77

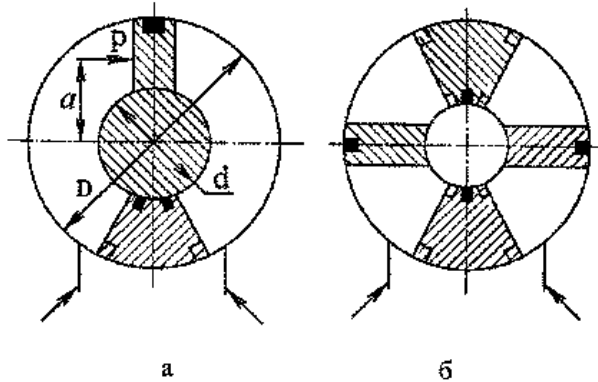
Але в такому разі неможливе регулювання часу гальмування і величини притискання. Більш ефективним, хоч і складнішим є гальмування регульованим демпферним отвором (мал. 1.77, б).

Величина притискання регулюється шляхом зміни прохідного перетину дроселя, наприклад, пристроєм голчатого типу. Замість дроселя також може використовуватись кульковий підпружений клапан із заданою величиною протитиску.

Гальмування гідроциліндрів може здійснюватися «по шляху». Для цього використовують шляхові дроселі. Характер руху поршня визначається профілем кулачка, який регулює потік масла на вході в циліндр.

Поряд з циліндрами прямолінійної дії в гідроприводах широко використовуються поворотної дії (моментні гідроциліндри). За допомогою них здійснюється кутове переміщення робочих органів машин з кутом повороту до 360° . За конструкцією вони схожі на об'ємні гідроциліндри із

зворотно-поворотним щодо корпусу рухом лопатей. Моментні гідроциліндри можуть бути однолопатевими (мал. 1.78, а) з кутом повороту до 270-280° і декілька лопатевими (мал. 1.78, б).



Мал. 1.78

Розрахункова величина крутного моменту M на валу гідроциліндра з однією постійною дорівнює добутку сили F , яка виникає під дією тиску рідини $\Delta p = p_{\text{робочий}} - p_{\text{зливу}}$ на робочу площу S пластини, на плече a прикладення цієї сили (відстань від осі обертання до центру тиску робочої площі пластини):

$$M = F_a = \Delta p S a$$

Робоча площа S пластини:

$$S = \frac{D - d}{2} b$$

а плече прикладення сили:

$$a = \frac{D}{2} - \frac{D - d}{4} = \frac{D + d}{4}$$

де d – довжина пластини по осі циліндра.

Тоді:

$$M = F a = \Delta p S a$$

Робоча площа S пластини $S = \frac{D - d}{2} b$,

а плече прикладання сили $\alpha = \frac{D}{2} - \frac{D-d}{4} = \frac{D+d}{4}$,

де b – довжина пластини по осі циліндра.

Тоді:

$$M = Fa = \Delta p S \alpha = \frac{\Delta p (D-d)b}{2} \cdot \frac{D+d}{4} = \frac{\Delta p b}{8} (D^2 - d^2),$$

де M – крутний момент, який розвиває циліндр;

D і d – внутрішній діаметр циліндра;

Δp – перепад тиску між робочою і зливною порожнинами

циліндра;

b – довжина пластини на осі циліндра.

Ефективний момент:

$$M_{\text{еф}} = \frac{\Delta p b}{8} (D^2 - d^2) \cdot \eta_{\text{мех}}.$$

Останнім часом в будівельній техніці широко використовуються гідромотори.

Гідромотор – енергетична машина, призначена для перетворення гідравлічної енергії в механічну і створення крутного моменту на вихідному валу.

Завдяки властивості зворотної дії роторних насосів, будь-який з них в принципі може бути використаний, як гідромотор, навіть без реконструкції. Проте з метою підвищення к.к.д. в аналогах гідронасосів для використання їх в якості гідромоторів вносять певні конструктивні зміни. Так, пластинчатий гідромотор на відміну від гідронасоса має пружини, які виштовхують пластини з прорізів ротора і тим самим забезпечують пуск гідромотора. В гідронасосах пластини притискуються до корпусу за рахунок сил інерції. В аксіально-поршневих гідромоторах встановлюється кут нахилу блока циліндрів більший (до 40°), ніж у таких же насосів (до 30°).

Застосування гідроприводів з використанням гідромоторів дозволяє отримати нові якості машини:

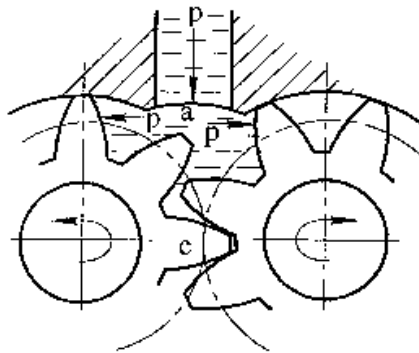
- безступінчасте регулювання швидкостей;
- запобігання руйнування робочих машин при перевантаженнях і виникненні неполадок;
- зменшення загальної ваги машин;

- здійснення дистанційного приводу робочих машин без громіздкої механічної передачі.

Гідромашини застосовують в літаках, в будівельно-дорожніх машинах, металообробних верстатах тощо.

Найбільш поширеними моторами є поршневого, пластинчатого і шестеренного типів. Їх відносять до об'ємних гідродвигунів, тобто таких гідравлічних машин, в яких рух ротора здійснюється в результаті наповнення рідиною робочих камер.

В поршневих гідромоторах тиск рідини, яка подається від насоса, діє під час робочого ходу на поршні, які розвивають крутний момент пропорційний тиску рідини і площі поршнів. В пластинчастих гідромоторах крутний момент утворюється в результаті дії рідини на пластини ротора, які з'єднані з вікном нагнітання. В шестеренних гідромоторах рідина діє на зуби шестерень і примушує їх обертатись, утворюючи крутний момент. Схема дії шестеренного гідромотору показана на мал. 1.79.



Мал. 1.79

Рідина, яка підводиться від насоса в робочу порожнину а з певним тиском p діє на зуби шестерень і приводить їх в обертовий рух. Величина крутного моменту дорівнює добутку тиску на площу робочої частини профіля зуба і на відстань центра тиску цієї площини до осей шестерень (плече).

Миттєвими робочими площинами є частини профілів зубів, що знаходяться в зачепленні, і лежать вище точки с. Поскільки точка зачеплення пари зубів при повороті шестерень змінює своє положення, то буде також змінюватися величина робочих площин, а відповідно і крутний момент гідромотора.

Величина ефективного крутного моменту гідромотора:

$$M_{\text{еф.}} = M_T \eta,$$

де M_T – теоретичний крутний момент;

η – механічний к.к.д.

Теоретичний крутний момент можна знайти за формулою:

$$M_T = \Delta p b m (d_n + m),$$

де Δp – перепад тиску;

b – ширина зуба шестерень;

m – модуль зачеплення;

d_n – діаметр початкового кола шестерень.

Якщо позначити число зубів шестерні через z , то:

$$M_T = \Delta p b m^2 (z^2 + 1).$$

Потужність гідромотору визначається за таким виразом:

$$N_T = \Delta p Q = 2\pi \Delta p n b m (d_n + m),$$

або:

$$N_T = 2\pi \Delta p n b m^2 (z^2 + 1),$$

де n – число обертів шестеренного гідромотора визначають за виразом:

$$n = \frac{Q}{g},$$

де Q – об'єм рідини, яка підводиться до гідромотора;

g – робочий об'єм гідромотора.

Фактичне число обертів гідромотора:

$$n_{\phi} = \frac{Q}{g} \eta_{\text{об'єм}}.$$

Питання до I розділу

1. У чому полягають особливості основних етапів розвитку техніки?
2. Поясніть, у чому полягає вплив системи суспільного виробництва на розвиток техніки?
3. У чому полягає вплив техніки на розвиток суспільства?
4. Наведіть приклади роз'ємних і нероз'ємних з'єднань?
5. Що входить в комплект болтового з'єднання?
6. Якими засобами запобігають самовідкручування гайок в болтовому з'єднанні?
7. Виходячи з яких міркувань вибирають крок різьби в болтових з'єднаннях?
8. Як маркують підшипники кочення?
9. В яких випадках рекомендується використовувати самоустановчі підшипники кочення?
10. Коли рекомендується використовувати голчасті підшипники?
11. Як класифікують муфти зчеплення?
12. Які функції виконують електронні прилади в гальмівній системі сучасних автомобілів?

Розділ II. МЕХАНІЧНІ ПЕРЕДАЧІ

2.1. Пасові передачі

Загальні відомості про пасові передачі. Останнім часом пасові передачі застосовують досить широко, їх використовують у приводах електрогенераторів та різних металообробних верстатів, у робочих механізмах текстильної та паперової промисловості, у приводах вентиляційних систем, сільськогосподарських машинах та різних приладах, наприклад магнітофонах.

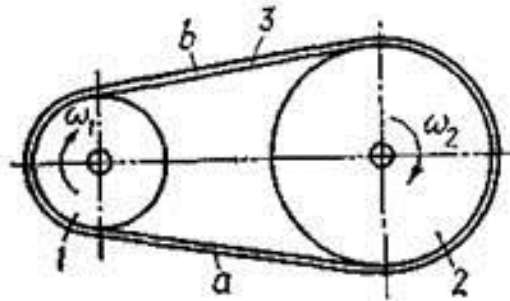
Найчастіше пасова передача складається з ведучого 1 і веденого 2 шківів та замкнутої форми приводного паса 3, що розміщується на шківих із деяким попереднім натягом, (мал. 2.1). Вільна ділянка a паса, що набігає на ведучий шків, називається *ведучою віткою паса*, а вільна ділянка b , що набігає на ведений шків, називається *веденою віткою*. Під час роботи передачі пас передає енергію від ведучого шківа до веденого за рахунок сил тертя, які виникають між пасом та шківими, тобто сили тертя забезпечують зчеплення паса зі шківими. У пасових передачах попередній натяг пасів створюється за рахунок їхнього пружного розтягу при одяганні на шківиви або застосуванням спеціальних натяжних пристроїв. Пасові передачі не забезпечують жорсткого зв'язку між шківими через можливість проковзування паса на шківих. Тому у кінематично точних приводних механізмах звичайні пасові передачі застосовують дуже рідко.

Пасові передачі переважно використовують для передавання потужностей у діапазоні 0,2–50 кВт. Зустрічаються також передачі для потужностей 500 і навіть 1500 кВт, проте застосування їх має винятковий характер.

Передаточні числа пасових передач допускаються до 5–6, рідко до 10. Найвигіднішими є пасові передачі з передаточними числами $n \leq 4$.

Швидкість руху пасів у передачах загального призначення не перевищує 30 м/с. Спеціальні швидкохідні паси

допускають при понижений довговічності швидкості до 50 і навіть до 100 м/с.



Мал. 2.1 Пасова передача

ККД пасових передач різних типів становить близько 0,90–0,97.

Для оцінки пасової передачі порівняємо її із зубчастою передачею як найрозповсюдженішою.

Основні переваги пасової передачі:

- можливість передавання руху між валами, що знаходяться на значній відстані;
- плавність та безшумність роботи, які обумовлені еластичністю паса;
- запобігання різкому перевантаженню елементів машини внаслідок пружності паса та можливості його проковзування на шківках;
- простота конструкції, обслуговування та догляду в експлуатації.

До недоліків пасової передачі належать:

- неможливість виконання малогабаритних передач (для однакових умов навантаження діаметри шківів майже у 5 разів більші, ніж діаметри зубчастих коліс);
- несталість передаточного числа через можливе проковзування паса;
- підвищене навантаження валів та їхніх опор, що пов'язане із потребою достатньо високого попереднього натягу паса;

– низька довговічність приводних пасів (у межах 1000...5000 год).

Пасові передачі можна класифікувати за формою поперечного перерізу паса, розміщенням валів у просторі та призначенням.

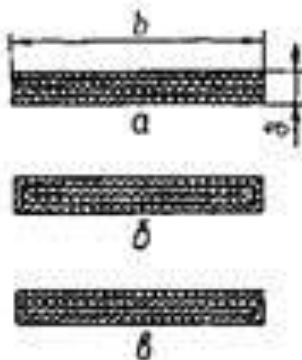
Елементи пасових передач. Приводні паси. У пасовій передачі тяговий орган – приводний пас – є найважливішим елементом, що визначає роботоздатність та довговічність передачі. До приводних пасів ставляться такі вимоги: висока тягова здатність, тобто достатнє зчеплення зі шківками; достатня міцність, стійкість проти спрацьовування та довговічність; невеликий модуль пружності матеріалу паса; низька вартість.

За матеріалом та конструкцією розрізняють приводні паси кількох типів. Найрозповсюдженіші з них стандартизовані.

Плоскі паси бувають гумотканинні (ГОСТ 23831–79), бавовняні суцільноткані, шкіряні (ГОСТ 18679–73) та паси із спеціальних синтетичних матеріалів.

Гумотканинні паси є досить розповсюдженими. Вони виготовляються трьох типів (А, Б і В) із кількох шарів міцної тканини, прогумованої вулканізацією.

Нарізні паси типу А (мал. 2.2, а) мають кілька шарів плетеної бавовняної тканини (бельтінга), між якими розміщені для підвищення гнучкості прошарки з гуми. Краї пасів типу А покривають водостійкими компонентами.



Мал. 2.2 Перерізи плоских гумотканинних пасів

У пошарове загорнутих пасях типу Б (мал. 2.2, б) прокладки з бельтінга розміщуються таким чином: центральна прокладка охоплюється окремими кільцевими прокладками із взаємно зміщеними стиками. Ці паси виготовляють із гумовими прошарками і без них.

Спіральне загорнуті паси типу В (мал. 2.2, в) виготовляють із одного куска бельтінгової тканини без прошарків між прокладками.

Усі типи гумотканинних пасів виготовляють як із гумовими обкладками, так і без них.

Тканина прокладок забезпечує гумо тканинним пасам достатню міцність та довговічність, а гума є єднаючою речовиною паса як одного цілого і призначена захищати тканину від пошкоджень, а також забезпечувати підвищений коефіцієнт тертя між пасом та шківками.

Гумотканинні паси виготовляють завширшки 20–1200мм із числом прокладок 2 – 9, завтовшки 1,25–2мм кожна. Вони випускаються промисловістю у вигляді довгих стрічок. Тільки для підвищених швидкостей та для машин масового випуску гумотканинні паси можуть виготовлятись замкнутої форми завширшки 30; 40 і 50мм, завтовшки 1,75; 2,5 і 3,3 мм і завдовжки 500–2500мм.

Із гумотканинних пасів переважне поширення набули паси типу А як найгнучкіші. Модуль пружності таких пасів $E=200\text{...}350$ МПа. Допустима найбільша швидкість для пасів типу А–30м/с, типу Б–20м/с і типу В–15м/с.

Бавовняні суцільно ткані паси виготовляють із бавовняної пряжі у кілька переплетених шарів певної ширини 30–250мм, завтовшки 4,5–8,5мм, їх застосовують переважно у передачах невеликої потужності при швидкостях до 25м/с. Для роботи в сирих приміщеннях або у хімічно активних середовищах, а також при температурах вище від 50⁰С бавовняні паси не використовують.

Шкіряні паси виготовляють із окремих нарізаних смуг шкіри склеюванням їх спеціальним клеєм або зшиванням.

Стандартні шкіряні паси завширшки 20–300мм і завтовшки 3–10мм призначені для передавання малих та середніх потужностей.

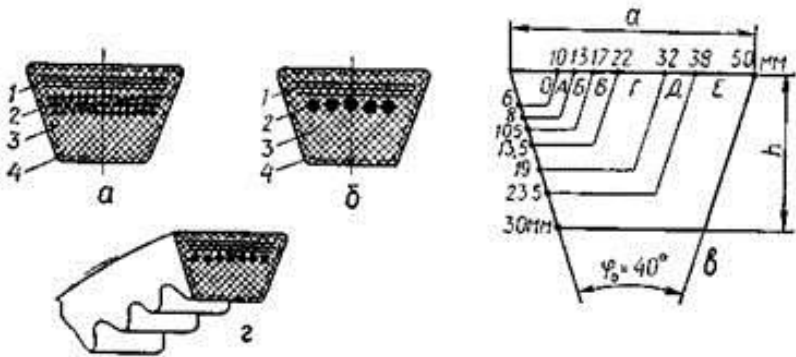
Шкіряні паси мають високу тягову здатність, достатньо міцні і тому вони, широко використовуються особливо при роботі в умовах змінних навантажень. Вони можуть працювати при швидкостях до 45 м/с, однак через високу вартість шкіряні паси застосовують рідко.

Паси із синтетичних матеріалів є найперспективнішими. Вони мають високу статичну міцність та довговічність. Армвані плівкові багатошарові паси на основі синтетичних поліамідних матеріалів можуть працювати при швидкостях до 80 м/с і передавати потужність до 3000 кВт. Для підвищення тягової здатності синтетичних пасів використовують спеціальні фрикційні покриття їхніх робочих поверхонь.

Клинові паси нормального перерізу для приводів загального призначення стандартизовані (ГОСТ 1284.1–89). їх виготовляють двох типів: корд тканинні та кордшнурові.

Кордтканинні клинові паси (мал. 2.3, а) складаються з кількох шарів прогумованої кордтканини 2, яка є основним елементом, що передає навантаження (вона розміщена приблизно симетрично до нейтрального шару перерізу паса), гумового або гумотканинного шару розтягу 1, який розміщується над кордом, гумового або рідше гумотканинного шару стиску 3 нижче корду, кількох шарів обгорткової прогумованої тканини 4.

Кордшнурові клинові паси (мал. 2.3, б) відрізняються від кордтканинних тим, що в них на місці шарів корд тканини передбачається один шар кордшнура 2 завтовшки 1,6–1,7мм, шар розтягу 1 виконаний із гуми середньої твердості, а шар стиску 3 – з більш твердої гуми.



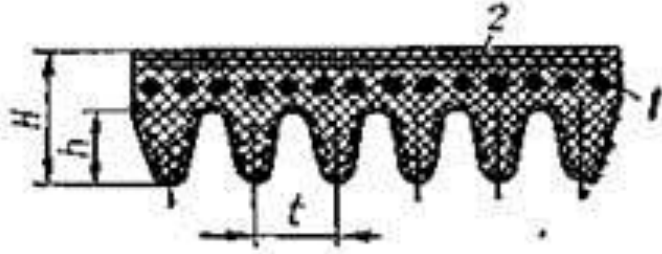
Мал. 2.3 Перерізи клинових пасів

Згідно з ГОСТ 1284.1–89 клинові паси виготовляють семи різних за розмірами перерізів, які позначаються: О(З), А(А), Б(В), В(С), Г(Д), Д(Е), Е(ЕО). У дужках вказані позначення, що застосовуються у міжнародній практиці. Клинові паси виготовляють замкнутої форми з різними стандартними довжинами.

Кордшнурові паси, як більш гнучкі та довговічні, використовують у більш важких умовах роботи пасової передачі. Допускається максимальна швидкість для клинових пасів з перерізами О, А, Б і В – до 25 м/с, а для перерізів Г, Д і Е – до 30 м/с.

У клинопасових передачах із шківками малих діаметрів використовують клинові паси з гофрами, (мал. 2.3, г).

Знаходять застосування також вузькі клинові паси з відношенням $a/h \approx 1,2$ (для пасів нормального поперечного перерізу $a/h \approx 1,6$) Вузькі паси передають у 1,5–2 рази більшу потужність, ніж звичайні, і допускають роботу при швидкостях 40–50 м/с. Такі паси умовно позначають: УО, УА, УБ і УВ. Вузькі клинові паси поступово витісняють паси нормальних перерізів. Перехід на вузькі клинові паси в автомобілях та сільськогосподарських машинах у зв'язку з більшою довговічністю цих пасів дозволив суттєво зменшити загальний випуск приводних пасів.



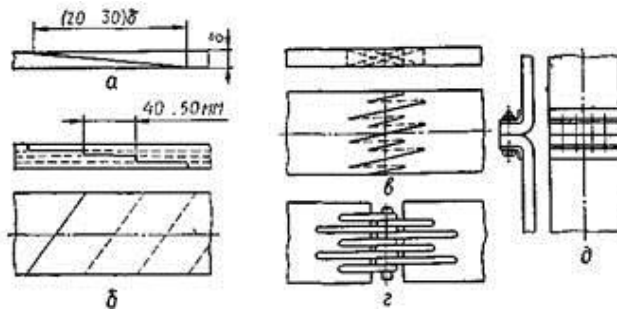
Мал. 2.4 Переріз поліклинового паса

Поліклинові паса мають поздовжні клинові виступи на внутрішній стороні (мал. 2.4) і виконуються замкнутої форми.

У плоскій частині паса розміщуються кордшнур 1, який сприймає навантаження, і гумовий або гумотканинний шар розтягу 2. Ці паса поєднують переваги клинових пасів (підвищене зчеплення зі шківками) та гнучкість, характерну для плоских пасів, внаслідок чого мінімальний діаметр малого шківки можна назначити меншим і збільшувати передаточне число передачі до 12–15.

Згідно з ТУ 38–105763–84 застосовують полі клинові паса трьох поперечних перерізів: К, Л, М. Для перерізу К: $t = 2,4$ мм, $H = 4,0$ мм, $h = 2,35$ мм, довжина – 400...2000 мм, число ребер – 2...36. Для перерізу М: $t = 9,5$ мм, $H = 16,7$ мм, $h = 10,35$ мм, довжина – 1250...4000 мм, число ребер – 2...20.

Круглі паса виготовляють шкіряними, гумотканинними, бавовняними, капроновими. Найуживанішими є круглі паса діаметром 4–8 мм. Ці паса мають низьку несучу здатність і їх застосовують для передавання невеликих потужностей, найчастіше в різних передавальних пристроях приладів.



Мал. 2.5 Способи з'єднання кінців плоских пасів

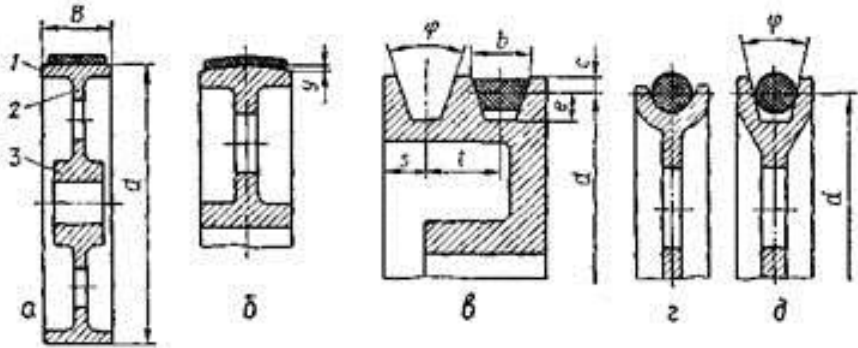
Кращими у роботі є паси із замкнутим контуром. Однак внаслідок особливостей технології виготовлення та дуже великого розсіювання можливих міжосьових відстаней передач плоскі паси, як указано вище, випускаються переважно у вигляді стрічки – у рулонах. При монтажі передачі кінці паса слід з'єднувати.

Кінці паса з'єднують склеюванням та зшиванням або закріплюють металевими з'єднувачами, (мал.2.5).

Склеювання широко застосовують для гумотканинних та шкіряних пасів. Однорідні за матеріалом паси (шкіряні) склеюють по косому зрізу (мал. 2.5, а), а шаруваті паси – по ступеневому зрізу, (мал. 2.5, б). Зшивання пасів виконують жильними струнами або шкіряними пасками, (мал. 2.5, в).

Металеві з'єднувачі застосовують для всіх пасів, крім швидкохідних. З їхньою допомогою можна найшвидше виконати з'єднання кінців паса. На мал. 2.5, в показане з'єднання кінців паса за допомогою шарнірного з'єднувача, а на мал. 2.5, д – за допомогою болтів із закругленими планками.

Усі розглянуті з'єднання, особливо останні, так чи інакше підвищують жорсткість і масу паса у зоні з'єднання, що погіршує його роботу на шківах і не допустимо для передач, які працюють при значних швидкостях пасів (більш ніж 15 м/с).



Мал. 2.6 Конструкції шківів

Шків пасових передач. Шків пасової передачі (мал. 2.6, а) у більшості випадків має обід 1, який безпосередньо несе пас, маточину 3, за допомогою якої шків розміщується на валу, та диск 2(або спиці), що з'єднує обід із маточиною.

Форма робочої поверхні обода шківа визначається формою поперечного перерізу паса.

Для *плоских пасів* найбажанішою формою робочої поверхні шківа є гладка полірована поверхня. Для зменшення спрацьовування паса, яке викликається пружним ковзанням, шорсткість робочої поверхні обода повинна мати $R_z < 10\text{мкм}$.

Щоб забезпечити центрування паса, робочу поверхню одного із шківів роблять випуклою (мал. 2.6, б), описаною в осьовому перерізі шківа дугою кола. Основні розміри шківів – діаметр d , ширина B (залежно від ширини паса), а також стрілка випуклості обода y , регламентовані стандартами. Можна брати: $B \approx 1,1b + (5...8)$ мм; $y \approx B/200$. Діаметри шківів вибирають із стандартного ряду.

Для *клинових пасів* робочою поверхнею є бокові сторони клинових жолобків на ободі шківа. Розміри та кількість жолобків визначаються профілем перерізу паса та кількістю клинових пасів, що одночасно працюють на шківі (мал. 2.6, в). Профіль перерізу клинового паса при згині на шківі спотворюється і тому кут клину паса (мал. 2.6, б) у порівнянні з початковим ($\varphi_0 = 40^\circ$) змінюється. Отже, кут φ профілю жолобків шківа беруть залежно від його діаметра. Для

стандартних клинових пасів розміри жолобків шківів наведені у ГОСТ 20889–88.

Для *круглих пасів* мінімальний діаметр шківів $d_{\min} \geq 20d_0$, де d_0 – діаметр паса. Профіль жолобків на шківі виконують напівкруглим або клиновим із кутом $\varphi = 40^\circ$ (мал. 2.6, з, д). Розміри жолобків обода шківів для поліклинових пасів вибирають згідно з ТУ 38–105763–84.

Шківів пасових передач виготовляють із чавуну, сталі, легких сплавів, пластмас.

Чавунні шківів найрозповсюдженіші. Використовують такі марки чавуну: СЧ 15 при швидкості паса $v \leq 15$ м/с; СЧ 18 при $v = 15 \dots 30$ м/с; СЧ 20 при $v = 30 \dots 35$ м/с. Заготовки шківів виготовляють литтям.

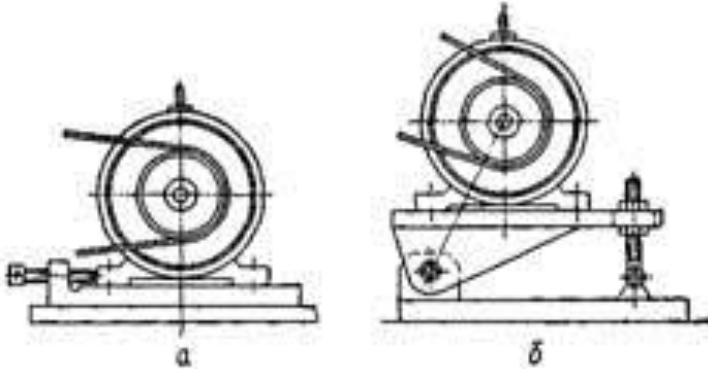
Сталеві шківів у більшості випадків виготовляють збірної конструкції зварюванням відштампованих окремих деталей. Тому вони відрізняються легкістю і використовуються при високих швидкостях пасів ($v \leq 40$ м/с). Інколи заготовками для шківів може служити сталеве литво або круглий прокат.

Шківів із легких сплавів виготовляють переважно із алюмінієвого литва. За конструкцією вони такі самі, як і чавунні, але з більш тонкими стінками. Оскільки шківів з легких сплавів у порівнянні із чавунними та сталевими мають меншу масу, то їх раціонально використовувати в першу чергу у швидкохідних передачах.

Пластмасові шківів здебільшого використовують при невеликих діаметрах (до 300 мм) і виготовляють із текстоліту або волокніту. Їх виготовляють збірної конструкції, де маточина із сталі або чавуну. У порівнянні із металевими пластмасові шківів мають малу масу, а коефіцієнт тертя між пасом та шківом більший. Ці шківів широко застосовують у швидкохідних пасових передачах.

Натяжні пристрої у пасових передачах застосовують для створення попереднього натягу, компенсації витягування паса в процесі його експлуатації, а також збільшення кутів охоплення шківів, які впливають на тягову здатність.

За конструкцією та принципом роботи натяжні пристрої можна поділити на три групи: полозки та хитні плити; натяжні та відтяжні ролики; пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.



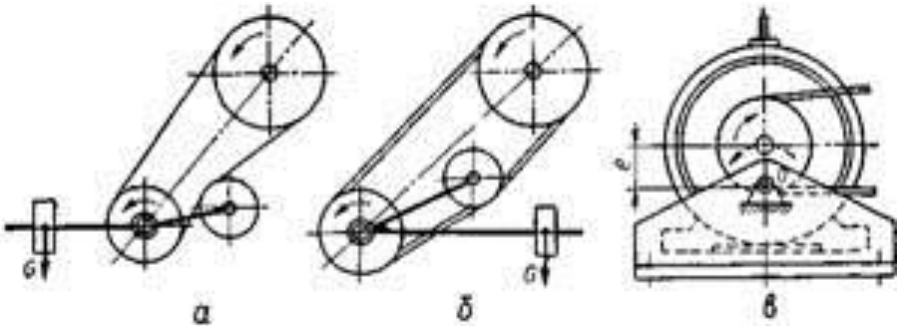
Мал. 2.7 Натяжні пристрої у вигляді полозок

Полозки (мал. 2.7, а) та хитні плити (мал. 2.7, б) є найпростішими натяжними пристроями, що використовуються у пасових передачах із регульованою відстанню між шківками. Ці пристрої прості за конструкцією і забезпечують сталість протягом деякого періоду експлуатації попереднього натягу паса. Тому їх раціонально використовувати у передачах з постійним у часі робочим навантаженням.

Натяжні ролики застосовують для пасових передач із постійною відстанню між осями шківків. Натяжний ролик – шків з гладким ободом, який притиснутий до зовнішньої поверхні веденої вітки паса близько меншого шківка і вільно обертається, (мал. 2.8, а). Притискання ролика до паса може здійснюватись встановленим на важелі тягарем або натягом відповідної пружини. У передачах з натяжним роликом збільшується кут охоплення малого шківка, поліпшується робота передачі з великим передаточним числом при малій відстані між осями валів. Однак ролик спричинює додатковий (і до того ж в обернену сторону) згин паса, що значно прискорює його руйнування.

Відтяжні ролики застосовують у клинопасових передачах, (мал. 2.8, б). Тут пас зазнає лише односторонній згин, що значно менше впливає на його довговічність, проте зменшуються кути обхвату пасом шківів.

Натяжні та відтяжні ролики також раціонально застосовувати при постійному робочому навантаженні передачі, бо вони забезпечують постійний попередній натяг паса.



Мал. 2.8 Способи забезпечення натягу приводних пасів

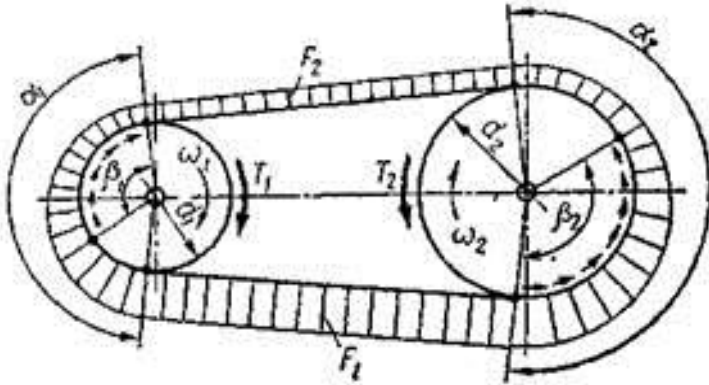
Значно кращими від описаних вище є натяжні пристрої з автоматичним регулюванням натягу паса.

Пружне ковзання паса та кінематика пасової передачі.

Під час передавання робочого навантаження зусилля у ведучій та веденій вітках пасової передачі не рівні між собою. Порівняно із зусиллям попереднього натягу зусилля у ведучій вітці збільшується, а у веденій зменшується. Тому робота передачі з пружним пасом неминуче супроводжується пружним ковзанням паса на шківів.

Явище пружного ковзання паса під час роботи передачі пов'язане з тим, що сили натягу і відповідно відносне видовження ведучої та веденої віток паса неоднакові. На мал. 2.9 показано розподілення зусиль у пасі при передаванні робочого навантаження. При цьому позначено зусилля у ведучій вітці F_1 , а у веденій F_2 . У відрізку паса, що знаходиться на ведучому шківі, зусилля (у напрямі руху паса) зменшується і відповідно пас скорочується, проковзуючи на шківі. На веденому шківі

зусилля у відрізку паса (у напрямі його руху) збільшується і при цьому пас видовжується, випереджуючи шків що також спричинює ковзання паса на шківі.



Мал. 2.9. Ковзання паса по шківях

Ковзання паса на шківі відбувається не на всій дузі обхвату α_1 і α_2 відповідно ведучого і веденого шківів, а тільки на деякій частині цих дуг β_1 та β_2 . Дуги β_1 і β_2 називаються дугами ковзання. На мал. 2.9 короткими стрілками вказано напрям ковзання точок робочих поверхонь шківів щодо паса.

Сила тертя між пасом та шківом передається в основному на дузі ковзання, але частково через тангенціальну податливість паса і на дузі спокою. При розрахунках пасової передачі силу тертя на дузі спокою не враховують. Дуга ковзання завжди розміщена з боку збігання паса зі шківів, а дуга спокою – з боку набігання паса на шківів. Оскільки на дузі спокою ковзання не відбувається, то колова швидкість шківів дорівнює швидкості набігаючої вітки паса.

У ненавантаженій передачі, тобто при $T_1 = T_2 = 0$, пружне ковзання відсутнє і відповідно дуги ковзання дорівнюють нулю. З ростом навантаження передачі дуга ковзання збільшується. Коли дуга ковзання досягне всієї дуги обхвату, починається буксування паса на шківів, що недопустиме в роботі передачі.

Буксування паса в передачі завжди починається на шківі з меншим кутом обхвату.

За умовою неперервності руху паса відносно пружне ковзання дорівнює різниці відносних видовжень ε_1 і ε_2 відповідно ведучої і веденої віток паса:

$$E = \varepsilon_1 - \varepsilon_2. \quad (1)$$

Згідно з законом Гука відносні видовження віток можуть бути виражені через зусилля у вітках F_1 і F_2 , площу перерізу A та модуль пружності матеріалу паса E :

$$\varepsilon_1 = F_1/(E \cdot A); \quad \varepsilon_2 = F_2/(E \cdot A). \quad (2)$$

Тому відносне ковзання паса в передачі можна визначити за формулою

$$\varepsilon = (F_1 - F_2)/(E \cdot A). \quad (3)$$

Швидкість точок паса дорівнює коловій швидкості шківів тільки на дугах спокою. Але протилежні кінці кожної вітки дотикаються шківів у точках із різними коловими швидкостями. Зв'язок між цими швидкостями виражається залежністю

$$v_2 = v_1 (1 - \varepsilon). \quad (4)$$

Оскільки $v_1 = \omega_1 d_1/2$ і $v_2 = \omega_2 d_2/2$, передаточне число пасової передачі

$$U = \omega_1/\omega_2 = d_2/[d_1 (1 - \varepsilon)] \quad (5)$$

Для пасів у правильно відрегульованих пасових передачах відносне ковзання здебільшого не перевищує 0,015–0,020. Тому у силових пасових передачах допускається передаточне число визначати формулою

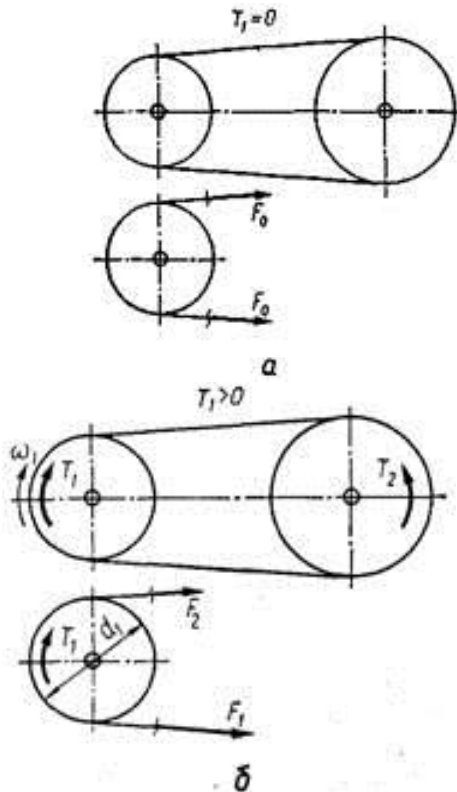
$$U = d_2/d_1 \quad (6)$$

Сили та напруження у вітках пасової передачі. Зусилля та напруження в пасі від його попереднього натягу. Для

створення умов виникнення сил тертя між пасом та шківками пас треба одягти на шківки із деяким попереднім натягом.

На мал. 2.10, *a* показана пасова передача у передпусковому стані, тобто без навантаження ($T_1 = T_2 = 0$) і в стані спокою. В цьому разі вітки пасу навантажені тільки зусиллям попереднього натягу F_0 яке спричиняє в довільному поперечному перерізі площею A пасу напруження попереднього натягу

$$\sigma_0 = F_0/A. \quad (7)$$



Мал. 2.10

Зусилля та напруження в вітках при передаванні робочого навантаження. Після прикладення робочого

навантаження (обертові моменти T_1 на ведучому шківі і T_2 на веденому шківі) зусилля у вітках паса змінюється (мал. 2.10, б): у ведучій вітці зусилля збільшується і стає F_1 , а у веденій зменшується і стає F_2 . За умовою рівноваги шківів маємо:

$$T_1 = (F_1 - F_2) \cdot d/2 \quad \text{або} \quad F_1 - F_2 = F_t, \quad (8)$$

де $F_t = 2T_1/d_1$ – колова сила на шківі, або корисне навантаження паса.

Зв'язок між F_0 , F_1 та F_2 можна встановити з таких міркувань. Довжина паса не залежить від навантаження і залишається незмінною як у ненавантаженій, так і у навантаженій передачі. Відповідно додаткове витягування ведучої вітки компенсується рівним скороченням веденої вітки. Тому збільшення зусилля у ведучій вітці на ΔF забезпечує зменшення зусилля у веденій вітці на ΔF (при лінійній залежності між силою та деформацією), тобто

$$F_1 = F_0 + \Delta F$$

$$F_2 = F_0 - \Delta F$$

Записані два рівняння дозволяють дістати вираз

$$F_1 + F_2 = 2F_0. \quad (9)$$

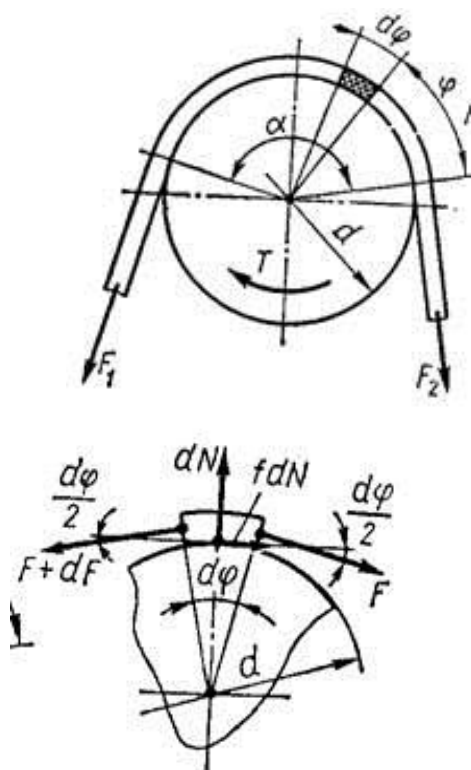
Тепер із рівностей (8) та (9) випливає

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t; \quad F_2 = F_0 - 0,5F_t. \quad (10)$$

Ці два рівняння виражають сили натягу ведучої та веденої віток залежно від сили попереднього натягу F_0 та корисного навантаження F_t , але не розкривають тягової здатності передачі, яка пов'язана з силами тертя між пасом та шківими.

Співвідношення сил натягів F_1 ведучої та F_2 веденої віток при роботі передачі (без урахування дії відцентрових сил) визначають за відомим рівнянням Ейлера, добутим для гнучкої нерозтяжної нитки, що ковзає по циліндричній поверхні.

Розглянемо відрізок паса, який знаходиться на шківі і обмежений центральним кутом $d\varphi$, (мал. 2.11).



Мал. 2.11

На цей відрізок паса діють такі сили: dN – нормальна реакція шківів; F – біжуче значення натягу паса в перерізі, положення якого визначає кут φ ; $F + dF$ – натяг паса в перерізі з координатою $\varphi + d\varphi$; fdN – сила тертя на даний відрізок паса (f – коефіцієнт тертя між пасом та шківом).

Нехтуючи товщиною паса, запишемо умову рівноваги даного відрізка паса;

$$[F + fdN - (F + dF)] d/2 = 0 \quad \text{або} \quad fdN = dF;$$

$$dN - F \sin(d\varphi/2) - (F + dF) \sin(d\varphi/2) = 0.$$

Відкидаючи у другій умові рівноваги члени другого порядку малості ($dF \sin(d\varphi/2) \approx 0$) та беручи

$$\sin(d\varphi/2) \approx d\varphi/2, \quad \text{дістаємо} \quad dN = Fd\varphi.$$

$$\text{Запишемо співвідношення} \quad dF/F = fd\varphi.$$

Інтегруючи ліву частину рівності від F_2 до F_1 , а праву – від 0 до α , дістанемо:

$$\int_{F_2}^{F_1} dF/F = \int_0^\alpha f d\varphi;$$

$$\ln(F_1/F_2) = f\alpha; \quad F_1/F_2 = e^{f\alpha}.$$

Отже, маємо співвідношення між зусиллями у вітках паса з урахуванням сили тертя між пасом та шківом:

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (\text{мал. 2.11})$$

де e – основа натурального логарифму;

α – кут обхвату;

f – приведений коефіцієнт тертя.

Співвідношення (11) називають формулою Ейлера.

Розв'язуючи сумісно рівняння (10) та (11), матимемо:

$$F_1 = F_t \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha-1}}; \quad F_2 = F_t \frac{1}{e^{f\alpha-1}}; \quad F_0 = 0,5F_t \frac{e^{f\alpha+1}}{e^{f\alpha-1}}; \quad (12)$$

Формули (12) визначають зв'язок сил натягу віток навантаженої силою F_t пасової передачі з факторами тертя f і α .

Цей зв'язок справедливий за умови знаходження паса на грані буксування на шківі, тобто коли дуга ковзання β дорівнює дузі обхвату шківів α . Інакше кажучи, формули (12) визначають граничні співвідношення між зусиллями в пасі.

Якщо у формули (12) замість α підставити значення дуги ковзання β , то дістанемо не граничні, а біжучі, або робочі, значення натягу віток паса.

Напруження в поперечних перерізах ведучої та веденої віток можна знайти, поділивши праві та ліві частини рівнянь (10) на площу A перерізу паса:

$$\sigma_1 = \sigma_0 + 0,5 \cdot \sigma_t, \quad \sigma_2 = \sigma_0 - 0,5 \cdot \sigma_t, \quad (13)$$

де $\sigma_t = F_t/A$ – напруження в пасі від робочого навантаження (корисне напруження в пасі).

Шків, їх види та застосування

Шків – фрикційне колесо з ободом або з канавкою по ободу, яке передає рух і зусилля приводному пасу чи лінві

(ведучий шків) або навпаки (ведений шків). Використовується як одна із основних чатин пасової передачі.

На відміну від блоку, шків передає зусилля від вала на пас або навпаки; блок у свою чергу повертається на осі вільно і забезпечує винятково зміну напрямку руху паса.

Форма робочої поверхні обода шківа визначається формою поперечного перерізу паса. Для плоских пасів найбажанішою формою робочої поверхні шківа є гладка полірована поверхня. Для зменшення зношування паса, яке викликається проковзуванням, шорсткість робочої поверхні обода повинна бути $Rz < 10\text{мкм}$. Щоб забезпечити центрування паса, робочу поверхню одного із шківів роблять випуклою.

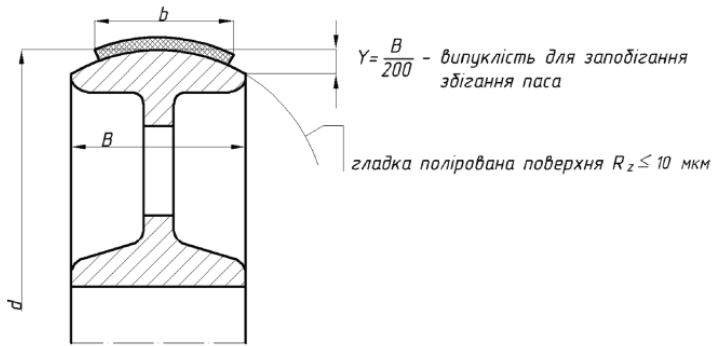
Основні розміри шківів: діаметр d , ширина B (залежно від ширини паса b), а також стрілка випуклості обода u , регламентовані стандартами. Можна брати: $B \approx 1,1b + (5...8)\text{ мм}$; $u \approx B/200$. Діаметри шківів вибирають із стандартного ряду.

Для клинових пасів робочою поверхню є бокові сторони клинових жолобків на ободі шківа. Розміри та кількість жолобків визначаються профілем перерізу паса та кількістю клинових пасів, що одночасно працюють на шківі. Профіль перерізу клинового паса при згині на шківі дещо спотворюється і тому кут клину паса у порівнянні з початковим ($\varphi = 40^\circ$) змінюється. Отже, кут φ профілю жолобків шківа обирають залежно від його діаметра.

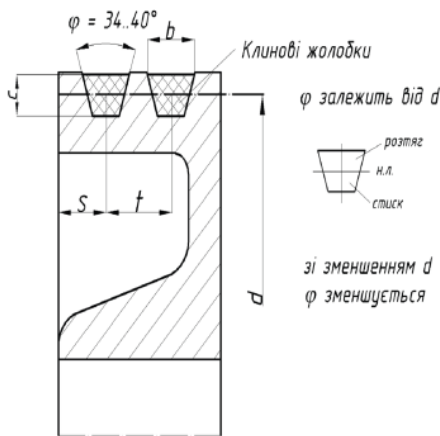
Для стандартних клинових пасів розміри жолобків шківів наведені у ГОСТ 20889–88. Для круглих пасів мінімальний діаметр шківа $d_{\text{min}} \geq 20d$, де d – діаметр профілю паса. Профіль жолобків на шківі виконують напівкруглим або клиновим із кутом $\varphi = 40^\circ$. Розміри жолобків обода шківа для поліклинових пасів вибирають згідно з ТУ 38–105763–89. Система з двох або більше шківів, які охоплені замкненим привідним пасом, називається пасовою передачею.

Шківні пасових передач виготовляють із чавуну, сталі, легких сплавів. Чавунні шківні найпоширеніші. Використовують такі марки чавуну: СЧ 15 при швидкості паса $V \leq 15\text{ м/с}$; СЧ 18 при $V = 15...30\text{ м/с}$; СЧ 20 при $V = 30...35\text{ м/с}$. Заготовки шківів

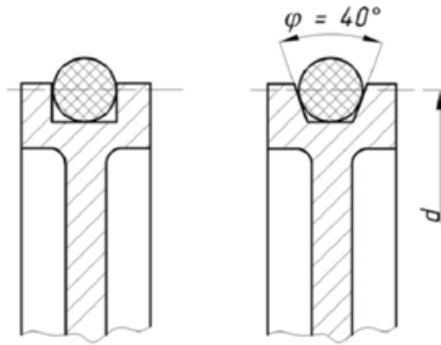
виготовляють литтям. Сталеві шківни у більшості випадків виготовляють зварюванням відштампованих окремих деталей. Вони відрізняються меншою масою і використовуються при більших швидкостях пасів ($V \leq 40$ м/с). Інколи заготовками для шківнів може служити сталеве литво або круглий прокат. Шківни із легких сплавів виготовляють переважно із алюмінієвого литва. За конструкцією вони не відрізняються від чавунних, але мають тонші стінки. Оскільки шківни з легких сплавів у порівнянні із сталевими мають меншу масу, то їх раціонально використовувати для швидкохідних передач.



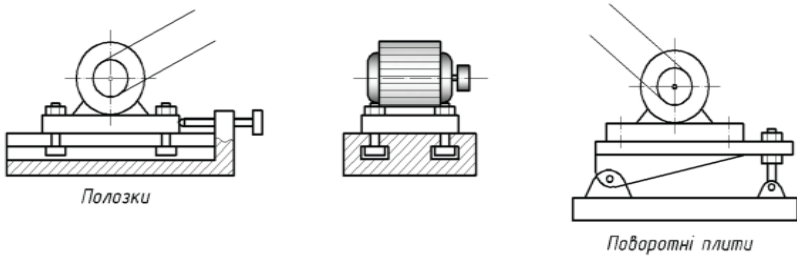
Мал. 2.12 Шків для плоского паса



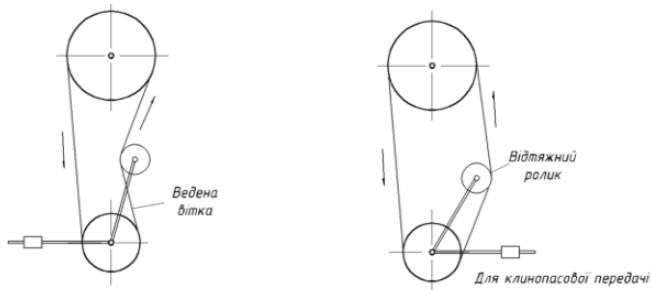
Мал. 2.13 Шків для клинових пасів. Профіль стандартизований



Мал. 2.14 Шків для круглих пасів



Мал. 2.15 Натяжні пристрої



Мал. 2.16 Натягування паса за допомогою натяжних і відтяжних роликів

Натяжні пристрої

Натяжні пристрої для обв'язування полімерною стрічки (ручні натягувачі) представляють собою ручний механічний інструмент, призначений для натягування й обрізання полімерних (поліпропіленових ПП і поліестерових ПЕТ) стрічок в процесі обв'язки вантажів.

Використовуються ручні натягувачі як для скріплення полімерної обв'язувальної стрічки за допомогою дротяної скоби (пряжки), так і спільно з затискними пристроями (кліщами) – для скріплення стрічки за допомогою металевої скоби. Ширина стрічки, що скріплюється з допомогою ручних натягувачів – 10-19 мм.

Шківні для приводних клинових ременів, нормальних перерізів

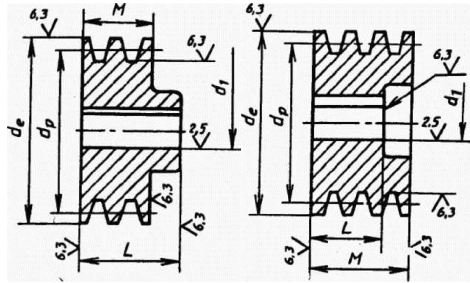
1. Типи основні параметри і розміри

Шківні повинні виготовлятися типів:

- 1 – монолітні з односторонньою виступаючою маточиною, (мал. 2.17, тип 1)
- 2 – монолітні з односторонньою виточкою, (мал. 2.17, тип 2);
- 3 – монолітні з односторонньою виточкою і виступаючою маточиною, (мал. 2.17, тип 3);
- 4 – з виточкою і маточиною, яка виступає з одного торця обода, (мал. 2.17, тип 4);
- 5 – з виточкою і маточиною, укороченою з одного торця обода, (мал. 2.18, тип 5);
- 6 – з виточкою і маточиною, яка виступає з одного і укороченою з другого торця обода, (мал. 2.18, тип 6);
- 7 – зі спицями і маточиною, яка виступає з одного торця обода, (мал. 2.18, тип 7);
- 8 – зі спицями і маточиною, укороченою з одного торця обода, (мал. 2.18, тип 8);

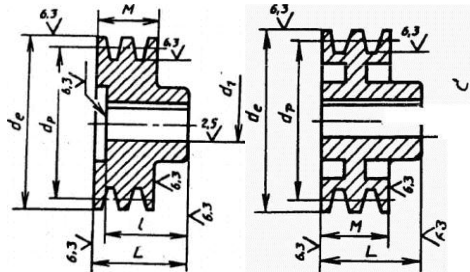
9 – зі спицями і маточиною, яка виступає з одного і укороченою з іншого торця обода.

Шківів типів 1-3 призначені для приводних клинових ременів з перерізами виданню Z,А, типів 4-8 – для приводних клинових ременів з перерізами Z,А,В,С,D,Е,ЕО по ГОСТ 1284.1-80.



Тип 1

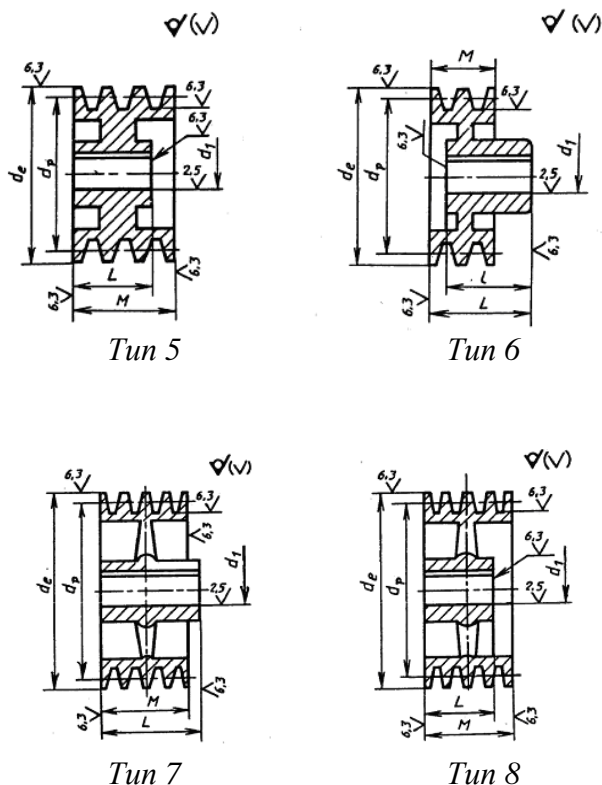
Тип 2



Тип 3

Тип 4

Мал. 2.17 Типи шківів (1-4)



Мал. 2.18 Типи шківів (5-8)

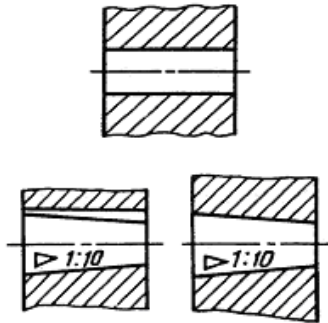
Схема побудови умовного позначення шківів

1 – тип шківів; 2 – перетин ремня; 3 – число канавок шківів; 4 – розрахунковий діаметр шківів; 5 – діаметр посадочного отвору; 6 – марка матеріалу; 7 – позначення стандарту на шків.

Методи контролю і випробувань

- Контроль параметрів і розмірів шківів проводять при температурі 23 °С.
- Перевірку параметрів, відхилення форми і розташування поверхонь шківів слід проводити універсальними вимірювальними інструментами або спеціальними пристосуванням, що забезпечують задану точність.

Примітка: креслення не визначають конструкцію шківів



Мал. 2.19 Варіанти виконання посадочного отвору шківів

- Повний контроль, який проводиться при перевірці шківів:
 - 1) контроль циліндричної внутрішньої поверхні шківів;
 - 2) контроль циліндричності зовнішньої поверхні шківів;
 - 3) контроль розрахункового діаметру;
 - 4) контроль відхилення розміру розрахункового діаметру однієї і тієї ж канавки шківів;
 - 5) контроль биття конусної робочої поверхні канавок;
 - 6) контроль торцевого биття обода і маточини (з обох боків);
 - 7) контроль шорсткості робочої поверхні канавок шківів;
 - 8) контроль статичного балансування.
- У багатоканавочних шківів контролюють розміри кожної канавки.
- Верхня і нижня межі кутових калібрів повинні відповідати куту канавки шківів.
- Кут канавки шківів перевіряють граничними кутовими калібрами.

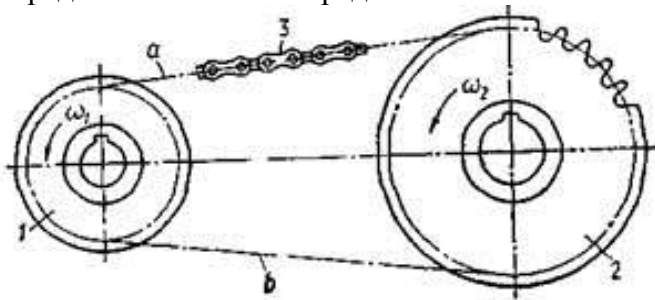
2.2. Ланцюгові передачі

Загальні відомості та класифікація ланцюгових передач. Ланцюгова передача (мал. 2.20) складається з ведучої 1 та веденої 2 зірочок, що розміщені на відповідних валах, і ланцюга 3 у вигляді замкнутого контура, який знаходиться у

зачепленні із зірочками. За аналогією з пасовими передачами вільний відрізок a ланцюга, що набігає на ведучу зірочку 1, називається ведучою віткою, а другий вільний відрізок b ланцюга – *веденою*. Ланцюг складається із з'єднаних шарнірами ланок, що забезпечує гнучкість ланцюга. За рахунок зачеплення ланцюга із зубами зірочок забезпечується передавання обертового руху від ведучої зірочки до веденої

Швидкість руху ланцюга у передачах загального призначення досягає 15 м/с при передаванні потужності до 100 кВт, а у спеціальних приводах – до 35 м/с при потужності до 2000 кВт. За допомогою ланцюгової передачі можна забезпечити передаточне число $n \leq 10$, а найраціональніше мати $n \leq 4$.

Ланцюгові передачі застосовують у різних верстатах, сільськогосподарських та транспортних машинах, підйомних пристроях, у приводах конвеєрів тощо. Ланцюгова передача дозволяє надавати обертовий рух валам, що знаходяться на порівняно великій відстані, а її габаритні розміри значно менші від габаритних розмірів пасової передачі. Неможливість проковзування ланцюга на зірочках забезпечує сталість середнього передаточного числа передачі.



Мал. 2.20 Ланцюгова передача

Ланцюгові передачі порівняно з іншими механічними передачами мають такі основні переваги: можливість використання при значних відстанях між валами; достатньо високий ККД, який досягає 0,96...0,97; можливість передавання обертового руху одним ланцюгом кільком валам, у тому числі і з протилежним напрямом обертання.

До недоліків ланцюгових передач належать такі: збільшення довжини ланцюга через спрацювання шарнірів і відповідне ослаблення потрібного натягу; нерівномірність руху ланцюга і пов'язані з цим динамічні явища у передачі та підвищений шум; низька кінематична точність при реверсуванні; потреба застосування додаткових пристроїв для регулювання натягу ланцюга.

Зазначені недоліки не обмежують використання ланцюгових передач у деяких механічних приводах. Спеціалізовані заводи випускають сотні тисяч метрів ланцюгів на рік, а потреба у ланцюгах не забезпечується у повній мірі.

Ланцюгові передачі поділяють за такими ознаками:

- за типом ланцюга, яким оснащена передача, розрізняють ланцюгові передачі з роликowymi, втулковими та зубчастими ланцюгами;

- за можливістю зміни відстані між осями зірочок "ланцюгові передачі бувають із регульованою та постійною міжосьовою відстанню;

- за способом регулювання натягу ланцюга розрізняють ланцюгові передачі з періодичним і неперервним регулюванням натягу;

- за кількістю зірочок, що охоплені одним ланцюгом, ланцюгові передачі можуть бути двозірчкові, тризірчкові тощо;

- за конструктивним виконанням розрізняють відкриті ланцюгові передачі і закриті, що працюють у спеціальному корпусі в умовах неперервного змащування.

Деталі ланцюгових передач. Приводні ланцюги. У машинобудуванні застосовують ланцюги трьох груп:

вантажні – для підвішування, піднімання та опускання вантажів;

тягові – для переміщення вантажів у транспортуючих машинах (конвейєрах);

приводні – для передавання механічної енергії від одного вала до другого у ланцюгових передачах.

Приводні ланцюги за конструкцією бувають: роликові, втулкові та зубчасті. У ланцюгових передачах найбільше використовують роликові (ГОСТ 13568–75) та зубчасті (ГОСТ 13552–81) ланцюги.

Роликовий ланцюг (Мал. 2.21, а) складається з ланок двох типів: зовнішніх ЗВ та внутрішніх ВН. Окремі деталі ланцюга: 1 – пластина зовнішньої ланки; 2 – ролик; 3 – валик; 4 – втулка; 5 – пластина внутрішньої ланки. Пластини внутрішньої ланки напресовані на втулки 4 і утворюють нерухоме з'єднання. Валик 3 вільно входить у втулку і утворює шарнір. Зовнішні пластини напресовані на валики, які на торцях розвальцьовані. Ролик 2 на втулці 4 може вільно обертатись при вході у зачеплення із зубцями зірочки.

У рухомих спряженнях втулки з валиком і роликом має місце тертя ковзання, у спряженні роликів із зубами зірочок переважає тертя кочення.

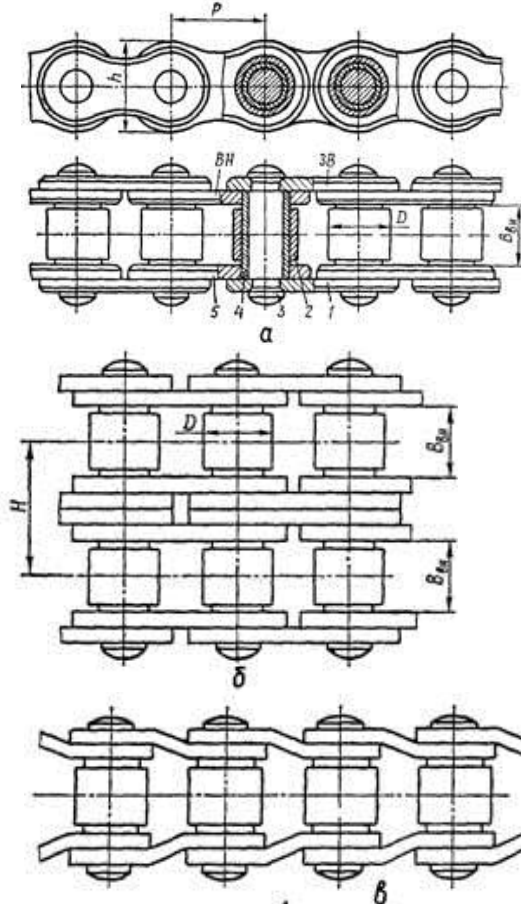
Приводні роликові ланцюги бувають одно- (ПР) (Мал. 2.21, а), дво-(2ПР)

(Мал. 2.21 б), три- (ЗПР) та чотирирядними (4ПР). Використання багаторядних ланцюгів дозволяє значно зменшити габаритні розміри передачі у площині, перпендикулярній до осей валів. У зв'язку з наявністю ланок двох типів число ланок у ланцюговому контурі повинно бути парним.

Різновидністю роликових ланцюгів є приводні роликові ланцюги із зігнутими пластинами, (мал. 2.21, в). Такі ланцюги мають однотипні ланки і число ланок у контурі може бути парним або непарним. Роликові ланцюги із зігнутими пластинами мають більшу поздовжню податливість, і тому їх застосовують при навантаженнях ударного характеру.

Втулковий ланцюг за конструкцією не відрізняється від роликового, за винятком того, що він не має роликів. Приводні втулкові ланцюги бувають однорядними – ПВ та дворядними – 2ПВ. Такі ланцюги прості за конструкцією, мають меншу масу, більш дешеві, але вони менш стійкі проти спрацювання.

Основним розмірним параметром приводного роликів ланцюга є його крок P . Залежно від кроку P у стандартних ланцюгах вибирають розміри всіх інших деталей. Серед інших розмірних параметрів ланцюгів площа опорної поверхні шарніра $A_{оп}$, яка дорівнює добутку діаметра валика і ширини внутрішньої ланки. Цей параметр ланцюга враховується у розрахунках шарнірів на стійкість проти спрацювання.



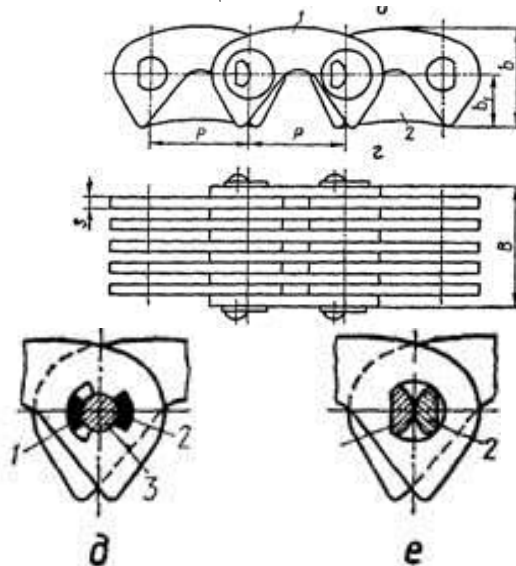
Мал. 2.21 Приводні ланцюги

Характеристикою міцності роликів ланцюга є руйнівне навантаження $F_{рн}$, яке визначається дослідним шляхом

на підприємствах, що виготовляють ланцюги. Воно регламентується стандартом.

Зубчастий ланцюг (мал. 2.22, г) складається з набору пластин двох типів. Основні пластини 1 мають зовнішні бічні плоскі поверхні, якими вони спрягаються з двома зубами зірочки. Напрямні пластини 2 забезпечують центрування ланцюга відносно зірочок. Для цих пластин посередині вінця зірочки передбачається відповідна канавка.

Зубчасті ланцюги розрізняють за конструкцією шарнірів. В них використовують шарніри ковзання (мал. 2.22, д), в яких вкладиші 1 і 2, що закріплені в пластинах на всій ширині ланцюга, контактують із валиком 3. Шарнір допускає поворот пластин у два боки на кут $\varphi = 30^\circ$. Шарніри кочення (мал. 2.22, е) не мають валика, їх виготовляють із двома сегментними вкладишами 1 і 2. При взаємному повороті пластин вкладиші не ковзають, а перекочуються, що дозволяє підвищити ККД передачі та довговічність ланцюга.



Мал. 2.22

Стандартизовані тільки зубчасті ланцюги з шарнірами кочення (ГОСТ 13552-81). Залежно від кроку

ланцюга Р регламентуються розміри всіх інших елементів ланцюга.

Зубчасті ланцюги у порівнянні з роликowymi допускають дещо більш високі швидкості, вони більш плавні та безшумні в роботі, мають підвищену надійність через багато пластинчасту конструкцію. Однак вони мають більшу масу, складніші у виготовленні і дорожчі. Тому зубчасті ланцюги застосовують обмежено.

Елементи роликowych, втулкових та зубчастих ланцюгів виготовляють із таких матеріалів; пластини – із середньо вуглецевих або легованих сталей 40, 45, 50, 30ХН3А із гартуванням до твердості 32–44 HRC, а валики, втулки, ролики і вкладиші – із цементованих сталей 10, 15, 20, 12ХН3А, 20ХН3А з термообробкою до твердості 45–65 HRC.

Зірочки ланцюгових передач. Зуби зірочок для роликowych ланцюгів із відношенням кроку ланцюга до діаметра ролика $P/D < 2$ профілюють за ГОСТ 591-69. Стандарт передбачає стійкі проти спрацювання профілі зубів без зміщення (мал. 2.23, а) та із зміщенням e (мал. 2.23, б) для нереверсивних ланцюгових передач. Профіль із зміщенням відрізняється тим, що впадина окреслена радіусом r із двох центрів, зміщених на $e = 0.03P$.

Шарніри ланок ланцюга, що знаходяться у зачепленні з зірочкою, розміщуються на ділильному колі зірочки діаметром

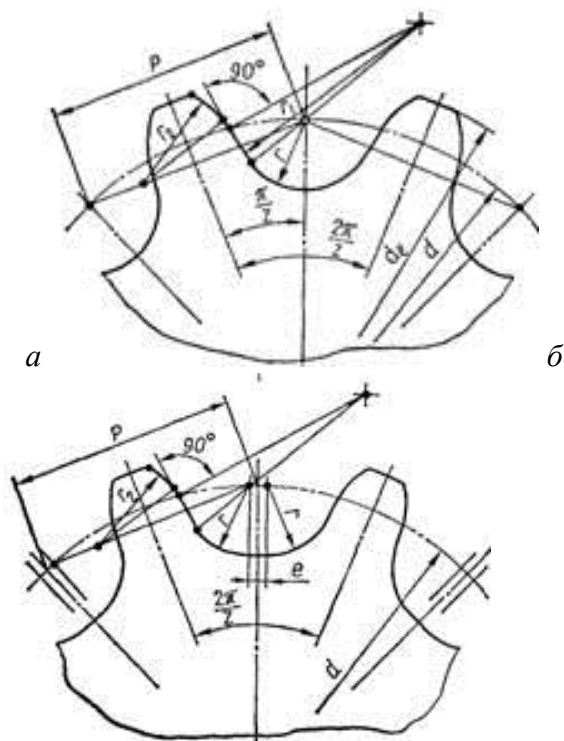
$$d = P/\sin(\pi/z), \quad (1)$$

де z – число зубів зірочки.

Діаметр кола вершин зубів зірочки визначають за формулою

$$d_B = P[0,5 + \text{ctg}(\pi/z)]. \quad (2)$$

Профілі зубів складаються (Мал. 2.23, а, б): із впадини, окресленої радіусом $r = 0.5025D + 0,05$ мм; дуги радіуса $r_1 = 0,8D + r$; прямолінійного перехідного відрізка та головки, окресленої радіусом r_2 . Радіус r_2 вибирають таким, щоб ролик ланцюга не



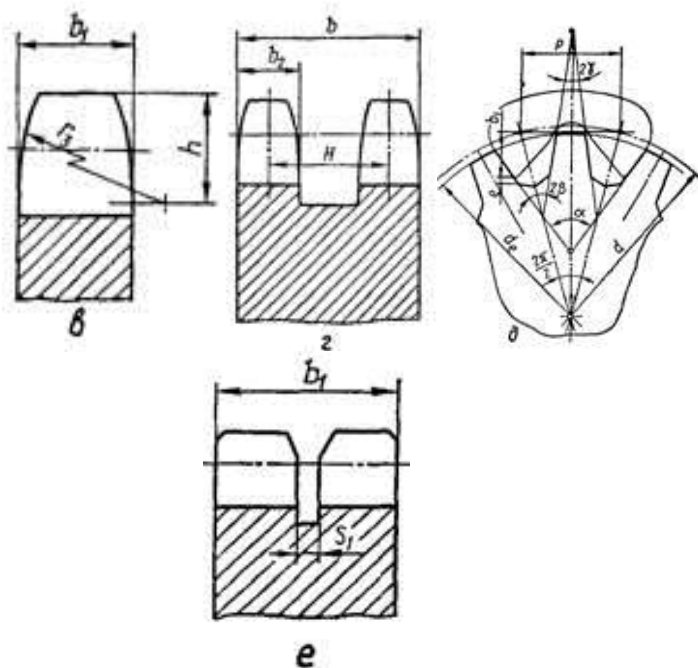
Мал. 2.23. Зірочки ланцюгових передач

котився по всьому профілю зуба, а плавно входив у зачеплення із зубцем до свого робочого положення на дні впадини або дещо вище. Такі профілі зубців зірочки забезпечують роботу ланцюга з деякою витяжкою.

Ширина зубчастого вінця зірочки для однорядного ланцюга (Мал. 2.24, в)

$b_1 = 0,93V_{ВН} - 0,15$ мм; те саме для дво-, три- і чотирирядного ланцюга (Мал. 2.21, г) $b_2 = 0,9V_{ВН} - 0,15$ мм, де $V_{ВН}$ – відстань між пластинами внутрішніх ланок ланцюга.

Радіус r_3 зуба у поздовжньому перерізі (для плавного набігання ланцюга на зірочку) та координату h центра кривизни беруть $r_3 = 1.7D$; $h = 0.8D$.



Мал. 2.24

Профілювання зубів зірочок передач із зубчастими ланцюгами простіше, оскільки робочі профілі прямолінійні. Діаметр дільного кола d визначається за тією самою залежністю (1), що і в зірочці для роликів ланцюгів. Діаметр кола вершин зубів

$$d_e = P \operatorname{ctg}(\pi/z). \quad (3)$$

Висота зуба $h = b_1 + e$, де b_1 – відстань від осі шарніра до вершини пластини і $e = 0,1P$ – радіальний зазор. Кут вклинювання ланцюга $\alpha = 60^\circ$. Подвійний кут впадин зуба $2\beta = \alpha - \varphi$, кут загострення зубця $\gamma = 30^\circ - \varphi$, де $\varphi = 2\lambda/z$

Ширину зубчастого вінця зірочки для зубчастого ланцюга із внутрішнім його центруванням на зірочці беруть (Мал. 2.24, е) $B_1 = B + S_1$ де B – розрахункова ширина ланцюга, а $S_1 = 2s$ – ширина ривця для напрямних пластин, яка дорівнює двом товщинам s пластин.

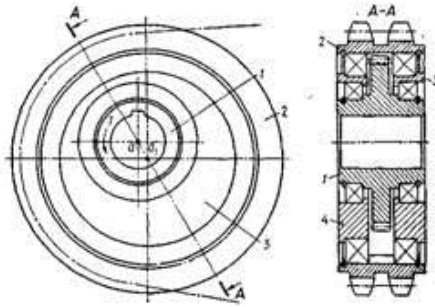
Основними матеріалами для виготовлення зірочок є середньо вуглецеві або леговані сталі 45, 40X, 50Г2, 35ХГСА із поверхневим або об'ємним гартуванням до твердості 45–55 HRC, або цементовані сталі 15, 20X, 12ХНЗА на глибину 1,0–1,5мм і гартовані до 55–60 HRC. Зірочки тихохідних передач ($v < 3$ м/с) при відсутності ударних навантажень можна виготовляти з високоміцного або антифрикційного чавунів.

Пристрої для регулювання натягу ланцюга. Натяг ланцюга у ланцюговій передачі повинен відповідати корисному навантаженню. Надмірний натяг погіршує набігання ланцюга на зірочки, збільшує спрацювання ланцюга та зубів зірочок, підвищує навантаження на опори валів передачі. Малий натяг спричинює значне провисання веденої вітки, що створює умови для пробуксовування ланцюга на зірочках або його сходу із зірочок.

Потрібний натяг віток оцінюють стрілкою провисання f веденої вітки передачі. Для передач із кутом нахилу до горизонту до 40° стрілка провисання $f \leq 0,02a$, а для передач із кутом нахилу більше від 40° $f \leq 0,015a$, де a – міжосьова відстань передачі.

Регулювання натягу ланцюга здійснюється пристроями, аналогічними тим, що використовуються у пасових передачах, тобто переміщенням вала однієї із зірочок, натяжними або відтяжними зірочками. У деяких випадках застосовують підпружинені натяжні колодки або ролики. Недоліками таких пристроїв є додатковий згин ланцюга, який прискорює його спрацювання, та невідповідність натягу ланцюга його корисному навантаженню при змінних режимах роботи.

Найраціональнішими є пристрої з автоматичним регулюванням натягу. На мал. 2.25 зображена спеціальна зірочка, що забезпечує відповідність натягу ланцюга його корисному навантаженню.



Мал. 2.25

Така зірочка складається з маточини 1 із зубчастим вінцем, обода 2 із зовнішнім вінцем для зачеплення з ланцюгом і внутрішнім зубчастим вінцем для зачеплення з вінцем маточини та дисків 3 і 4, які забезпечують ексцентричне положення обода щодо маточини та надійне зачеплення зубчастих вінців обода і маточини. Взаємний відносний обертовий рух маточини відносно обода можливий за рахунок підшипників кочення, розміщених на маточині і у внутрішньому отворі дисків, а також на дисках і всередині обода. Підшипники кочення і диски гарантують певний ексцентриситет обода щодо маточини і правильне зачеплення вінців маточини та обода.

Якщо використати таку зірочку в ланцюговій передачі, то у стані спокою або під час холостого ходу центр O_1 обода зірочки буде знаходитись близько лінії, що з'єднує центри ведучого та веденого валів. При навантаженні передачі у напрямі, показаному стрілкою, зусилля у ведучій вітці ланцюга зростає, а у веденій нижній спадає. В результаті центр O_1 обода зміщується вниз від лінії центрів валів і відповідно зростає натяг ланцюга, до того ж цей натяг буде тим більший, чим більше корисне навантаження, яке передає ланцюгова передача. Відповідність натягу ланцюга корисному навантаженню досягається вибором ексцентриситета обода щодо маточини.

Описану конструкцію спеціальної зірочки доцільно застосовувати у ланцюгових редукторах, де відстань між осями валів постійна, а суміщення натяжного пристрою з однією із

зірочок (ведучою або веденою) значно зменшує габаритні розміри редуктора.

Основні розрахункові параметри ланцюгових передач.

Швидкість ланцюга та кутові швидкості зірочок обмежуються інтенсивністю спрацювання ланцюга, силою удару шарнірів об зуби зірочок, а також шумом передачі. У більшості випадків швидкість ланцюга не повинна бути більшою ніж 15 м/с; інколи при малих кроках ланцюга, великому числі зубців та доброму змащуванні допускається швидкість ланцюга 30...35 м/с. Середню швидкість ланцюга визначають за формулою:

$$v = P \omega_1 z_1 / (2\pi),$$

де P – крок ланцюга;

ω_1 – кутова швидкість ведучої зірочки з числом зубів z_1 .

Кутову швидкість зірочок обмежують, щоб зменшити удар шарнірів ланцюга об зуби. Граничні рекомендовані кутові швидкості меншої зірочки залежно від її числа зубів z_1 та кроку ланцюга P .

Передаточне число визначається з умови рівності середньої швидкості ланцюга на ведучій та веденій зірочках:

$$P \omega_1 z_1 / (2\pi) = P \omega_2 z_2 / (2\pi),$$

звідки передаточне число ланцюгової передачі:

$$n = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1.$$

Передаточне число обмежується габаритними розмірами передачі, кутом обхвату меншої зірочки та числами зубців зірочок. Найдоцільніше брати $n \leq 4$.

Число зубів зірочок. Мінімальне число зубців зірочок обмежується спрацюванням шарнірів, динамічними навантаженнями та шумом передачі. Число зубів меншої зірочки можна брати з таблиць залежно від кроку P та її кутової швидкості.

При спрацюванні шарнірів крок ланцюга збільшується. При цьому ланцюг на зірочці буде розміщуватись на більшому радіусі. Збільшення радіусів розміщення шарнірів ланцюга на зубах зірочки тим більше, чим менший кутовий крок зубів $2 l/z$. При великому z навіть невелике збільшення кроку ланцюга спричинює значне зміщення ланцюга на профілях зубів. Це

зміщення обмежує максимальне число зубів зірочки, яке беруть 100–120 для роликів ланцюгів і 120–140 для зубчастих.

Переважно вибирають непарне число зубців зірочки, що у поєднанні з парним числом ланок ланцюга сприяє рівномірному спрацюванню зубів.

Крок ланцюга P є основним параметром ланцюгової передачі. Ланцюги з великим кроком мають більшу несучу здатність, але допускають значно менші кутові швидкості меншої зірочки (Див. табл. 2.1) сприяють збільшенню нерівномірності руху, динамічних навантажень та шуму ланцюгової передачі. Доцільно вибирати ланцюг із мінімально допустимим для заданого навантаження кроком. При конструюванні та розрахунку ланцюгової передачі можна зменшити крок зубчастих ланцюгів, збільшивши ширину ланцюга, а також крок роликів ланцюгів, використавши багаторядні ланцюги.

Таблиця 2.1 Граничні кутові швидкості меншої зірочки

Число зубців зірочки z_1	ω_{1max} (рад/с), із кроком ланцюга P , мм							
	12,7	15,875	19,05	23,4	31,75	38,1	44,45	50,8
<i>Для роликів ланцюгів 1ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР та ПРИ</i>								
15	230	190	135	115	100	75	65	60
19	240	200	145	120	105	80	70	65
23	250	210	150	125	110	80	75	65
27	255	215	155	130	110	85	75	70
<i>Для зубчастих ланцюгів</i>								
17-35	330	265	220	165	130	–	–	–

У проектному розрахунку ланцюгової передачі орієнтовне значення кроку P , мм, однорядного роликів ланцюга можна визначити за формулою:

$$P = 13^3 \sqrt{\frac{T_1}{z_1}},$$

де T_1 – обертовий момент на валу ведучої зірочки, Нм;
 z_1 – число зубів ведучої зірочки.

Міжосьова відстань та довжина ланцюга. Мінімальну міжосьову відстань ланцюгової передачі визначають за умови, що кут обхвату ланцюгом малої зірочки повинен бути не менш ніж 120° .

$$\text{при } n \leq 3 \quad - \quad a_{\min} = 0,5 (de_1 + de_2) + (30 \dots 50) \text{ ММ};$$

$$\text{при } n > 3 \quad - \quad a_{\min} = (de_1 + de_2) (9 + n)/20.$$

Тут de_1, de_2 , – діаметри вершин зубів ведучої та веденої зірочок відповідно. Оптимальна міжосьова відстань ланцюгової передачі $a = (30 \dots 50)P$.

Не рекомендують брати $a > 80P$.

Число ланок W ланцюга визначають за попередньо вибраною міжосьовою відстанню a , кроком ланцюга P та числом зубів зірочок z_1 і z_2 :

$$W = \frac{2a}{P + 0,5(z_1 + z_2)} + \frac{(P/a) \cdot (z_2 - z_1)^2}{(2\pi)^2} .$$

Формула виводиться за аналогією з формулою для довжини паса і є наближеною. Значення W слід округлити до найближчого парного числа.

Після визначення числа ланок W ланцюга уточняють міжосьову відстань передачі за формулою:

$$a = \left(\frac{P}{4}\right) \cdot [W - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{(W - 0,5(z_1 + z_2))^2 - 8(z_2 - z_1)^2/2\pi^2}] .$$

Щоб забезпечити провисання ланцюга, значення a рекомендується зменшити на $(0,002 \dots 0,004) a$.

Число ланок W ланцюга та його крок P визначають довжину ланцюга:

$$l = P \cdot W .$$

Зусилля у вітках пасової передачі. Різниця між силами натягу ведучої F_1 і веденої F_2 віток визначає корисне навантаження ланцюга:

$$F_t = F_1 - F_2 = 2 T_1 / d_1,$$

де T_1 – обертовий момент на валу ведучої зірочки, що має ділильний діаметр d_1 .

Сила натягу F_2 веденої вітки ланцюга дорівнює більшому значенню від натягу F_0 , H , спричиненого власною вагою вітки, та від натягу F_V , H , від дії відцентрової сили:

$$F_q = K_f a q g ; \quad F_V = qv^2$$

Тут K_f – коефіцієнт провисання ланцюга, який залежить від стрілки провисання f веденої вітки та кута нахилу передачі до горизонту; якщо $f = 0,02a$, то для горизонтальної передачі $K_f = 6$ ($K_f = 4$ під кутом нахилу до горизонту до 40°); $K_f = 2$ під кутом нахилу більшим від 40° ; $K_f = 1$, для вертикальної передачі); a – міжосьова відстань передачі, м; q – маса 1 м ланцюга, кг/м (див. табл. 3); g – прискорення вільного падіння, м/с²; v – швидкість ланцюга, м/с.

Для розповсюджених на практиці тихохідних передач та передач із середніми швидкостями ланцюга $v \leq 10$ м/с сила натягу веденої вітки незначна і складає кілька процентів від корисного навантаження F_t . Тому в розрахунках із достатньою точністю можна брати $F_2 \approx 0$, а $F_1 \approx F_t$.

Сила, що передається на вали ланцюгової передачі, може становити:

$$R = 1.15F_t.$$

2.3. Фрикційні передачі

Фрикційна передача – це один із різновидів механічної передачі, що служить для передачі обертового моменту між близько розташованими валами при відсутності жорстких вимог до стабільності передавального відношення.

Фрикційні передачі відносяться до передач з безпосереднім контактом. Їх робота заснована на принципі використання сили тертя. До них відносяться варіатори, що відрізняються простотою конструкції, що дозволяють легко забезпечити безступінчасте регулювання частоти обертання веденого валу. Передача обертового моменту в варіаторах здійснюється або за рахунок сили тертя (фрикційні варіатори),

або за рахунок зачеплення робочих елементів (ланцюгові варіатори).

Фрикційні передачі знаходять застосування в кузнечно-пресовому обладнанні (фрикційні преси, фрикційні молоти), металорізальних верстатах, транспортуючих машинах (наприклад лебідки з фрикційним приводом); в приладах, обчислювальних машинах і т.д. Найбільше застосування в машинобудуванні мають фрикційні варіатори. Принцип фрикційної передачі є основою технологічного процесу у прокатних верстатах, основою роботи рейкового і безрейкового колісного транспорту, однак ці питання є предметом вивчення в спеціальних дисциплінах. Фрикційні передачі з постійним передавальним відношенням широко застосовуються в приладобудуванні; конічні і циліндричні реверсивні передачі знаходять застосування в гвинтових пресах. Варіатори застосовують у приводах хімічного і текстильного устаткування для забезпечення: плавної зміни швидкісного режиму "витягування" волокна і намотування пряжі на бабіну; у приводах центрифуг для плавного розгону до досягнення потрібної частоти обертання; у приводах деревообробного устаткування для зміни режиму обробки залежно від породи і структури матеріалу.

Фрикційні передачі можна класифікувати за кількома ознаками:

1) за розташуванням осей валів, за формою тіл кочення, за умовами праці;

2) по можливості регулювання передавального числа.

Переваги фрикційних передач

- плавність передачі руху і регулювання швидкості і безшумність роботи;

- великі кінематичні можливості (перетворення обертального руху в поступальний, безступінчаста зміна швидкості, можливість реверсування на ходу, включення і вимикання передачі на ходу без зупинки);

- за рахунок можливостей пробуксовки передача володіє запобіжними властивостями. Однак після пробуксовки передача,

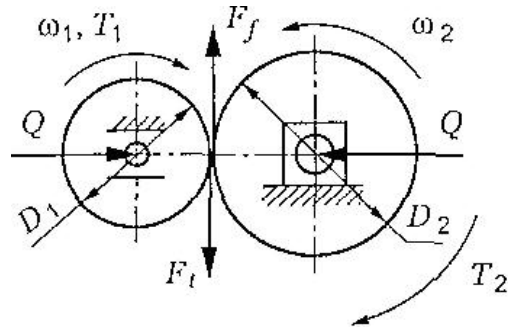
як правило, різко погіршує свої якості - з'являються лиски на поверхнях дотику, нерівномірно спрацьовуються фрикційні поверхні і т.д. Тому використовувати пробуксовку як запобіжний засіб не рекомендується;

- відсутність мертвого ходу при реверсі передачі;
- рівномірність обертання, що зручно для приладів;
- можливість безступінчастого регулювання передаточного числа, причому на ходу, без зупинки передачі.

Недоліки фрикційних передач

- мінливість передаточного числа із-за ковзання;
- незначна передана потужність (відкриті передачі – до 10...20 кВт; закриті – до 200...300 кВт);
- для відкритих передач порівняно низький ККД;
- велике і нерівномірне зношування поверхонь під час пробуксовки;
- необхідність застосування опор валів спеціальної конструкції з притискними пристроями (це робить передачу громіздкою);
- для силових відкритих передач незначна колова швидкість ($v \leq 7...10$ м/с);
- великі навантаження на вали й підшипники від притискної сили, що збільшує їх розміри і робить передачу громіздкою. Цей недолік обмежує величину переданої потужності;
- великі втрати на тертя.

Види ковзання. При передачі обертального моменту за рахунок тертя, що виникає на поверхні контакту притиснутих один до одного елементів, неминує виникає відносно проковзування їх робочих поверхонь, причому робоча поверхня провідного елемента випереджає попереднім, а робоча поверхня веденої ланки – відстає. Ступінь цього проковзування залежить від попереднього колового зусилля, пружних властивостей матеріалу котків і тому називається пружним ковзанням, супроводжує роботу фрикційної передачі з поверхнями будь-якої форми.



Мал. 2.26 Схема фрикційної передачі

При перевантаженнях, коли сила тертя на ділянках контакту поверхонь виявляється менше колової умови, ведений каток зупиняється, провідний каток ковзає по ньому і настає буксування, що призводить до інтенсивного місцевого зносу веденої поверхні. Ковзання є причиною зносу, зниження ККД і зміни передаточного числа фрикційних передач.

Матеріали тіл кочення фрикційних передач

Основні вимоги до матеріалів:

- зносостійкість і контактна міцність;
- високий коефіцієнт тертя;
- високий модуль пружності, щоб не виникала значна деформація поверхні контакту, і не збільшувалися втрати на тертя.

Поверхневого загартована сталь – загартована сталь забезпечує невеликі габаритні розміри передачі і високий ККД; використовують сталі твердістю до 60 HRC.

Поєднання чавун-чавун або чавун-сталь дозволяє працювати з мастилом і без нього.

Поєднання сталь-текстоліт дозволяє працювати без змащення, коефіцієнт тертя спеціальних пластмас досягає 0,5.

Застосовують тіла кочення вкриті шкірою або гумою. Ці матеріали забезпечують високий коефіцієнт тертя, але він залежить від вологості повітря. Такі колеса мають малу контактну міцність. Іноді використовують покриття з дерева.

Катки з неметалічних матеріалів працюють насухо.

Надійні передачі, у яких привідний блок виконаний з менш твердого матеріалу. При різних матеріалах тіл кочення ведений каток роблять з менш міцного матеріалу щоб уникнути утворення задири і лисок у разі буксування передачі. Принцип рівної працездатності тіл кочення поверхні привідної частини є визначальним і володіє більшою навантажувальною здатністю, ніж робоча поверхня веденої поверхні.

Кінематика фрикційної передачі.

В результаті неминучого при роботі фрикційних передач пружного ковзання ведений каток відстає від ведучого і точне значення передаточного числа буде визначатися за формулою:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = D_1 / [D_1(1 - \varepsilon)],$$

де ε - коефіцієнт ковзання (для металевих поверхонь

$\varepsilon = 0,01 \dots 0,03$, більші значення відносяться до передач, що працюють в суху, для текстолітової поверхні $\varepsilon = 0,1$).

Наявність пружного ковзання і деяка його залежність від коливань навантаження і умов роботи передачі змушують вважати передаточне число фрикційної передачі умовно постійним. Для практичних розрахунків силових фрикційних передач користуються наближеним значенням передаточного числа $u \approx D_1/D_2$.

Для однієї пари зачеплень силових передач $u \leq 7$, для передач приладів $u \leq 25$.

Силові відношення в передачі

Для передач від одного валу до іншого обертаючого моменту необхідно за рахунок сили тертя прикласти до веденої поверхні колову силу:

$$F_t = 2T_1/D_1$$

яка повинна бути менше сили спокою, що виникла між колесами, притиснуті один до одного силою Q . Таким чином, умова роботи фрикційної передачі записується так:

$$kF_t = F_{mp} = fQ,$$

де k – коефіцієнт запасу зчеплення ($k = 1,3 \dots 1,4$);

f – коефіцієнт тертя (для сталевих і чавунних зачеплень, що працюють в масляній ванні $f = 0,04 \dots 0,15$; працюючих в суху $f = 0,15 \dots 0,20$; для передач з одним неметалічних катком $f = 0,2 \dots 0,3$).

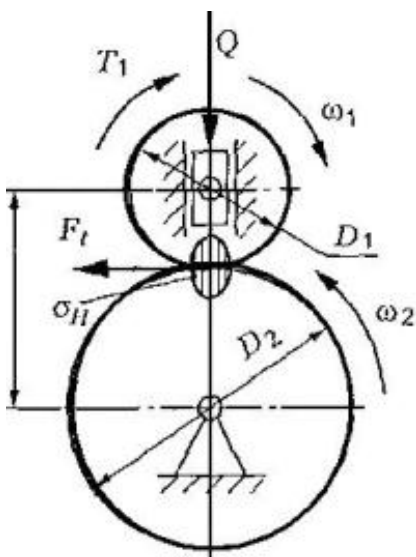
З вищенаведеної формули визначимо силу притискання поверхонь:

$$Q = kF1/f = 2kT1/(fD1).$$

З цієї формули видно, що сила притискування більше колової сили в k/f раз, що при $k = 1,4$, $f = 0,04$ дає $k/f = 1,4/0,04 = 35$ разів. Великі сили притискування поверхонь створюють значні радіальні навантаження на опори валів і викликають появу великих контактних напруг на робочих поверхнях зачеплення, що робить силові фрикційні передачі громіздкими, а їх навантажувальну здатність порівняно невисокою. Для зменшення у кілька разів сили притискування застосовують катки з клиноподібним ободом, тертя в яких аналогічно тертю в клиновидних повзунах. Проте в таких поверхнях виникає значне геометричне ковзання, яке істотно зменшує термін їх служби. Коефіцієнт корисної дії фрикційних передач в основному визначається втратами в опорах валів. Експериментально встановлено, що для закритих передач $\eta = 0,92 \dots 0,98$, для відкритих передач – $\eta = 0,8 \dots 0,92$.

Критерії працездатності фрикційної передачі.

Для фрикційних передач з металевими поверхнями основним критерієм працездатності є контактна міцність. Міцність і довговічність фрикційних передач оцінюються за контактними напругами – напругами змінання поверхні на майданчику контакту. Розрахунок на міцність фрикційної передачі: схема для розрахунку циліндричної фрикційної передачі представлена на малюнку:



Мал. 2.27

Схема для розрахунку циліндричної фрикційної передачі.

Контактні напруги передач з контактом по лінії визначають за формулою Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q E_{\text{пр}}}{2\pi(l - \mu^2)\rho_{\text{пр}}}}$$

де Q – сила притиску поверхонь;

$$q = QK/l$$

K – коефіцієнт запасу зчеплення (коефіцієнт навантаження), $K = 1,25 \dots 2$;

l – довжина контактної лінії;

$\rho_{\text{пр}} = \frac{R_1 R}{R_1 + R_2}$ – наведений радіус кривизни:

$$R_1 = \frac{D_1}{2}, \quad R_{21} = \frac{D_2}{2}$$

$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ – наведений модуль пружності,

μ – коефіцієнт Пуассона.

Види фрикційних передач.

Конічна фрикційна передача.

Конічні фрикційні передачі перетворюють обертальний рух між валами, осі яких перетинаються, причому зазвичай кут між віссю $\Sigma = \delta + \delta = 90^\circ$ де δ і δ - половини кутів при вершині конусів ведучого і веденого ковзанок.

Для конічних фрикційних передач рекомендується $u \leq 4$. Коефіцієнт корисної дії конічних передач фрикційних $\eta = 0,85 \dots 0,9$.

Критерій працездатності та принципи розрахунку конічних фрикційних передач аналогічні розглянутим раніше для циліндричних передач, але основним розрахунковим параметром слід вважати середній діаметр D_m більшого (зазвичай веденого) елемента, оскільки здебільшого саме цей розмір визначає габарити передачі.

Фрикційні варіатори.

Варіатор (безступінчаста механічна передача) – механічна передача, що здатна плавно змінювати передавальне відношення. Зміна передавального відношення може відбуватись вручну або автоматично.

В машинобудуванні фрикційні варіатори використовують в силових приводах, потужність яких коливається від невеликих величин до десятків і навіть сотень кіловат. Варіатори бувають одно- і двоступінчасті.

Основною кінематичною характеристикою будь-якого варіатора є діапазон регулювання D , рівний максимальному передавальному відношенню, поділений на мінімальне:

$$D = u_{max} / u_{min}.$$

Для одноступінчатих варіаторів переважні значення $D = 3 \dots 6$. Зі збільшенням діапазону регулювання знижується ККД варіатора.

Різновиди варіаторів.

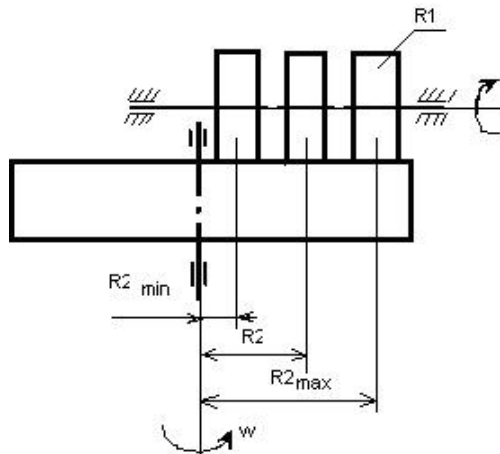
1) Лобові варіатори застосовують у гвинтових пресах і приладах (мал.2.28). У такому варіаторі взаємноперпендикулярні

осі, а зміна швидкості веденого валу відбувається за рахунок осьового переміщення ролика. Лобовий варіатор допускає реверсивні обертання веденого вала при односторонньому обертанні ведучого. Провідною ланкою в лобовій передачі може бути або ролик, або торець диску. Передаточне число лобового варіатора:

$$u = \omega_1 / \omega_2 = x / r$$

а діапазон регулювання:

$$D = u_{max} / u_{min} = R_{max} / R_{min}.$$

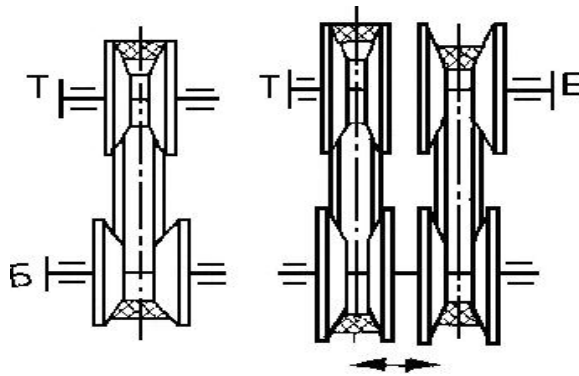


Мал. 2.28 Лобовий варіатор

2) Варіатори з розсувними конусами застосовують у машинобудуванні, (мал.2.29). Проміжною ланкою є клиновий ремінь або ланцюг. Плавна зміна швидкостей веденого валу досягається розсуванням або зближенням конусних поверхонь.

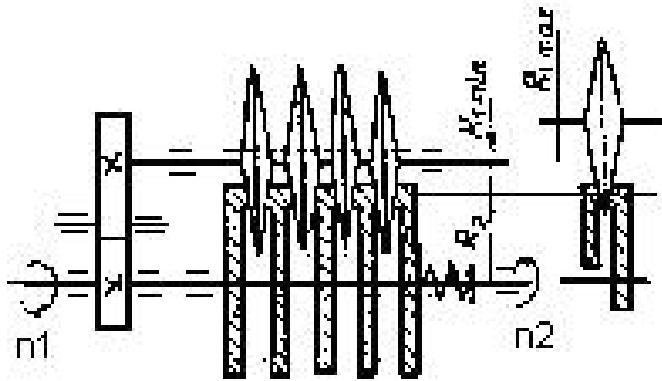
Клинопасові варіатори прості і надійні. $D = 2-3$. Передана потужність 50кВт.

Ланцюгові варіатори складніші і дорожчі, але компактніші, довговічніші і надійніші. D не більше 6. Передана потужність 30кВт.



Мал. 2.29 Варіатори з розсувними конусами

3) Багатодискові варіатори (мал. 2.30) складаються з пакетів провідних і ведених розсувних конічних тонких дисків. Зміна швидкості веденого валу здійснюється радіальним зсувом ведучого валу щодо веденого. D не більше 5.

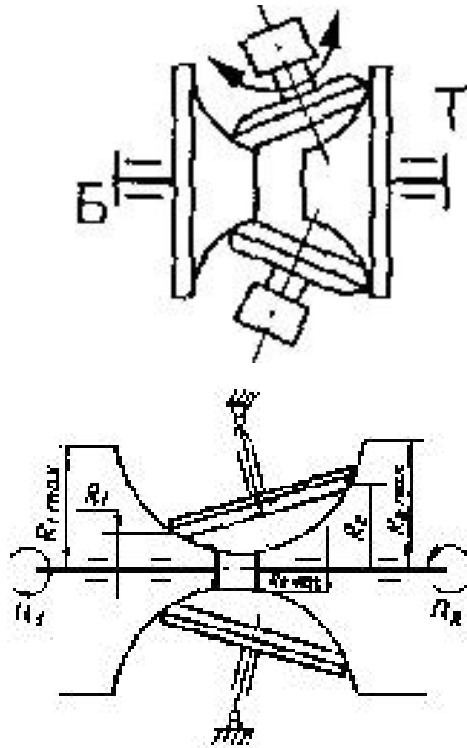


Мал. 2.30 Багатодисковий варіатор

4) Торкові варіатори (мал. 2.31) складаються з двох котків з тороїдною робочою поверхнею і двох проміжних роликів. Регулювання швидкостей здійснюється поворотом роликів з допомогою важільного механізму. D 3-6,25. Із всіх варіаторів вони найбільш компактні і досконалі, але мають складну форму і

вимагають високої точності виготовлення. К.К.Д. 0,95-найвищий. Торові варіатори нормалізовані для потужностей від 1,5 до 20 кВт.

Крім того є інші види фрикційних варіаторів: кульові, багатодискові, з розсувними конусами та ін.



мал. 2.31 Торовий варіатор

2.4. Зубчасті передачі

Загальні відомості, класифікація, геометричні та кінематичні параметри. Найпоширенішими у сучасному машинобудуванні та приладобудуванні серед механічних передач є *зубчасті передачі*.

Застосовують зубчасті передачі в широких діапазонах швидкостей (до 150 м/с), потужностей (до 100 тисяч кіловат) і передатних чисел.

Переваги зубчастих передач порівняно з іншими видами передач: сталість передатного числа; висока навантажувальна здатність; високий ККД (0,96, 0,98 для однієї пари коліс); малі габаритні розміри у порівнянні з іншими видами передач за рівних умов; велика надійність в роботі, простота обслуговування; порівняно невеликі навантаження на вали та опори.

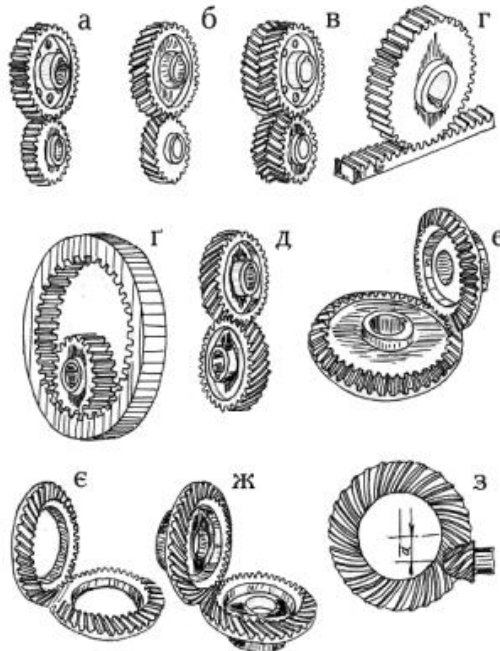
Недоліки зубчастих передач: неможливість безступінчастої зміни передатного числа; високі вимоги до точності виготовлення і монтажу; шум при великих швидкостях; погані амортизувальні властивості (що негативно впливає на компенсацію динамічних навантажень); громіздкість при великих відстанях між осями ведучого і веденого валів; потреба у спеціальному обладнанні та інструменті для нарізання зубів; зубчаста передача не уберігає машину від можливих небезпечних перевантажень.

Класифікують зубчасті передачі та колеса за такими ознаками (мал. 2.32): а) за взаємним розміщенням осей коліс – з паралельними (циліндричні, мал. 2.32 4.1, а-г), з осями, що перетинаються (конічні, мал. 2.32, е-ж), з мимобіжними вісями (гвинтові, мал. 2.32. д, з); б) за розміщенням зубів відносно твірних коліс – прямозубі, косозубі, шевронні та з криволінійним зубом; в) за конструктивним оформленням – відкриті і закриті; г) за коловою швидкістю – дуже тихохідні (до 0,5 м/с), тихохідні (0,5, 3 м/с), середньотихохідні (3, 15 м/с), швидкохідні (більше 15 м/с); г) за кількістю ступенів – одно- і багатоступінчасті; д) за розміщенням зубів у передачі та колесах – зовнішнє, внутрішнє (мал. 2.32, г) і рейкове зачеплення (мал. 2.31, г); е) за формою профілю зуба – з евольвентними і з неевольвентними зубами; з) за точністю зачеплення.

Геометричні та кінематичні параметри. Зауважимо перш за все, що усі поняття і терміни, які стосуються геометрії та кінематики зубчастих передач (мал. 2.33), стандартизовані.

Стандарти встановлюють терміни, визначення і позначення, а також методи розрахунку геометричних параметрів.

Параметрам шестерні приписують індекс 1, а колеса – 2, (мал. 2.33). Крім того, розрізняють індекси, що відносяться: w – до початкового кола; b – до основного кола; a – до кола вершин і головок зубів; f – до кола западин та ніжок зубів.



Мал. 2.32 Зубчасті передачі

Основні елементи зубчастих коліс та зубчастих зачеплень.

До основних видів зачеплення відносяться:

- а) евольвентне зачеплення;
- б) циклоїдальне зачеплення.

Евольвентним зачепленням називається зачеплення з евольвентним профілем зубів. Циклоїдальне – це зачеплення, в якому зуби мають циклоїдальний профіль. Найпоширенішими є евольвентні зачеплення.

Головними перевагами цього зачеплення є:

а) постійність передаточного відношення при незначній зміні міжцентрової відстані спряженої пари, що спрощує монтаж і ремонт передач;

б) можливість нарізання одним і тим самим різальним інструментом зубчастих коліс різних розмірів;

в) простота виготовлення профілю зубів і легкість контролювання її точності.

В дійсності профіль зуба деяких коліс є евольвентним не на всій його поверхні. Перехід від евольвенти до западини зуба - основи зуба – виконується по дузі кола або по будь-якій кривій. В швидкісних передачах, ділянка головки зуба в вершині його має не евольвентний профіль, а трохи зрізаний до вершини.

Розглянемо два зубчастих колеса в зачепленні (мал. 2.33). Тиск між двома твердими тілами передається по спільній нормалі. Безперервна передача тиску в зубчастому зачепленні можлива лише в тому випадку, коли проекції швидкостей точок контакту двох профілів на загальну нормаль будуть однакові за величиною і напрямком. Таким чином, передача з постійним передаточним відношенням буде забезпечена лише в тому випадку, коли сполучені профілі в момент дотику будуть мати спільну нормаль, яка проходить через точку P , розташовану на лінії центрів O_1O_2 . Точка P називається полюсом зачеплення.

Основні терміни зубчастого зачеплення:

Лінія зачеплення (k) - лінія, нерухома відносно O_1O_2 , по якій переміщується при роботі точка дотику спряжених елементів. Активна частина лінії зачеплення називається довжиною зачеплення.

Початкове коло (d) – коло (поверхня), яке описане навколо головок зубів колеса, і проходить через полюс P . При роботі зубчастої пари початкові кола спряжених коліс взаємно перекочуються одне по одному без ковзання.

Ділильне коло - це коло по якому відбувається розмітка зубів по колесу при їх нарізанні. Тобто це коло котре ділиться на таку кількість частин скільки колесо має зубів.

Кут зачеплення (α) – кут між лінією зачеплення і перпендикуляром до лінії центрів.

Основне коло – коло, описане навколо центра колеса, по твірній лінії якого утворюються профілі зубів.

Крок зачеплення (t) – відстань між однойменними (т.т. оберненими в один бік) точками двох суміжних зубів колеса, взята по дузі ділильного кола.

Торцевий крок – крок який в непрямозубих колесах береться по торцевій поверхні.

Осьовий крок – крок гвинтової лінії зуба на початковій поверхні.

Головка зуба (h_a) – частина зуба, що виступає за початкове коло.

Висотою головки зуба є радіальна відстань між початковим колом і колом виступів.

Ніжка зуба (h_f) – частина зуба, яка знаходиться між тілом колеса і початковим колом. Висотою ніжки зуба є радіальна відстань між початковим колом і колом западин.

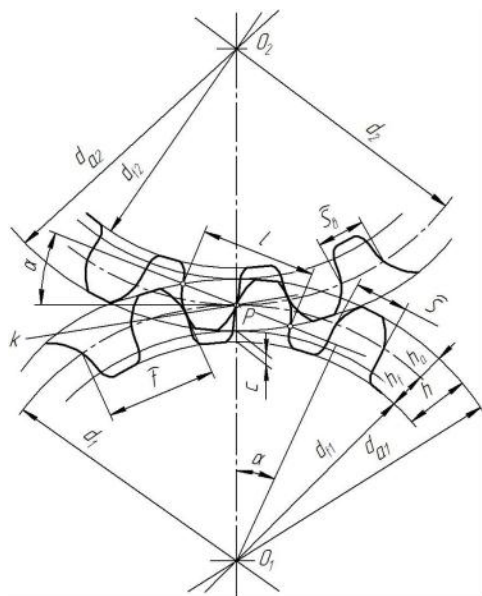
Коло виступів (d_a) – коло, яке описане навколо центра колеса і обмежує вершини його головок.

Коло западин (d_f) – коло, яке описане навколо центра колеса і обмежує його западини з боку тіла колеса.

Висота зуба (h) – радіальна відстань між колом виступів і колом западин.

Глибина заходу зубів (h_c) – максимальна лінійна величина, на яку зуби одного колеса заходять в западини іншого.

Товщина зуба (S) – довжина дуги ділильного кола між двома різнойменними профілями одного і того ж зуба.



Мал. 2.33 Зубчасте зачеплення

Ширина западин (S_b) – довжина дуги ділительного кола між звернутими один до другого профілями двох суміжних зубів колеса.

Радіальний зазор (c) – різниця між висотою зуба і глибиною заходу.

Боковий зазор – відстань між неробочими профілями двох зубів, які ідуть один за іншим, але не торкаються один до одного, виміряної по нормалі до профілю.

Додатковий конус – конус в кінцевих зубчастих колесах, що має вісь спільну з віссю початкового конуса, вершина якого спрямована у бік, протилежний вершині початкового конуса та твірній, перпендикулярній до відповідних твірних початкового конуса.

Модуль – частина діаметра ділительного кола, яка приходить на один зуб. Відповідно до того, який крок береться для визначення модуля, розрізняють нормальний, торцевий та осьовий модуль. Модуль є основною величиною, яка характеризує зубчасте зачеплення.

Аналітичне визначення елементів зубчатих коліс.

Зубчасте колесо можна розділити на дві частини – зубчастий вінець та тіло колеса. Зубчастий вінець складається із усіх зубів колеса, розташованих між поверхнею вершин і поверхнею западин зубів. Тіло колеса обмежується поверхнею западин.

Ділильні кола, знаходячись в зачепленні (у передачі), є сполученими. На кресленні ділильні кола проводять штрихпунктирною лінією, а діаметр їх позначають буквою d (мал. 2.33).

Відстань між однойменними профільними поверхнями сусідніх зубців, виміряна в міліметрах по дузі ділильного кола, називають **кроком зачеплення**.

Позначається крок буквою P_t (мал. 2.34). Зрозуміло, що крок дорівнює довжині ділильного кола, поділеної на число зубців. Число зубців на кресленнях позначається буквою z .

Довжина ділильного кола дорівнює величині кроку, помноженої на число зубців $P_t \cdot z$. Із геометрії відомо, що довжина будь якого кола дорівнює:

$$2 \cdot \pi \cdot R \text{ або } \pi \cdot d,$$

де $\pi=3,14$, а d – діаметр кола.

Довжина ділильного кола дорівнює $\pi \cdot d$ і разом з тим дорівнює $P_t \cdot z$, тобто:

$$\pi \cdot d = P_t \cdot z.$$

Модулем називається число, яке показує, скільки міліметрів діаметра ділильного кола припадає на один зуб зубчастого колеса. Модуль m і число зубців z є основними величинами (елементами), що визначають зубчасті зачеплення.

Значення модулів для всіх передач – величина стандартизована, виражена, як видно з формули $m \cdot d$, у міліметрах. Нижче наведені числові величини стандартних модулів, застосовуваних при виготовленні зубчастих коліс, за ГОСТ 9563-80.

1-й ряд, мм: 0,05; 0,06; 0,08; 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 4,5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

2-й ряд, мм: 0,055; 0,07; 0,09; 0,11; 0,14; 0,18; 0,22; 0,28; 0,35; 0,45; 0,55; 0,7; 0,9; 1,125; 1,135; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22; 28; 36; 45; 55; 70; 90.

При призначенні величин модулів першому ряду варто надавати перевагу над другим. Знаючи модуль і число зубів, можна вибрати відповідний різальний інструмент для виготовлення зубчастого колеса; число зубів необхідно, крім того, знати для настроювання ділильного пристрою верстата. Оскільки модуль визначає величину зубів коліс, ясно, що в зачепленні можуть брати участь колеса лише з однаковим модулем.

Ділильне коло (поверхня) ділить зуб зубчастого колеса на головку й ніжку. Частина зуба, що лежить поза ділильним колом, називається **головкою зуба**. Висота її позначається буквою h_a . Частина зуба, що лежить всередині ділильного кола, називається **ніжкою зуба**. Висота її позначається буквою h_f . На малюнку 2.34 головка й ніжка зуба заштриховані.

Висота головки зуба дорівнює модулю, тобто $h_a = m$. Висота ніжки зуба (для коліс із великими модулями) береться як $h_f = 1,25 \cdot m$. Повна висота зуба дорівнює сумі висот головки й ніжки зуба, тобто:

$$h = h_a + h_f = m + 1,25 \cdot m = 2,25 \cdot m$$

Повна висота зуба дорівнює глибині фрезерування. Для дрібномодульних коліс (модулі менше 1 мм) висота головки зуба $h_a = 2,3 \cdot m$, висота ніжки: $h_f = 1,3 \cdot m$.

Коло, що проходить через вершини зубів, називається колом вершин (діаметр його позначається буквою d_a , (мал. 2.34), а коло що проходить по основах западин називається колом западин (діаметр її позначається буквою d_f).

Якщо висота головки зуба $h_a = m$, то діаметр кола вершин d_a більше діаметра ділильного кола на дві висоти головки зуба або на $2 \cdot m$, тобто:

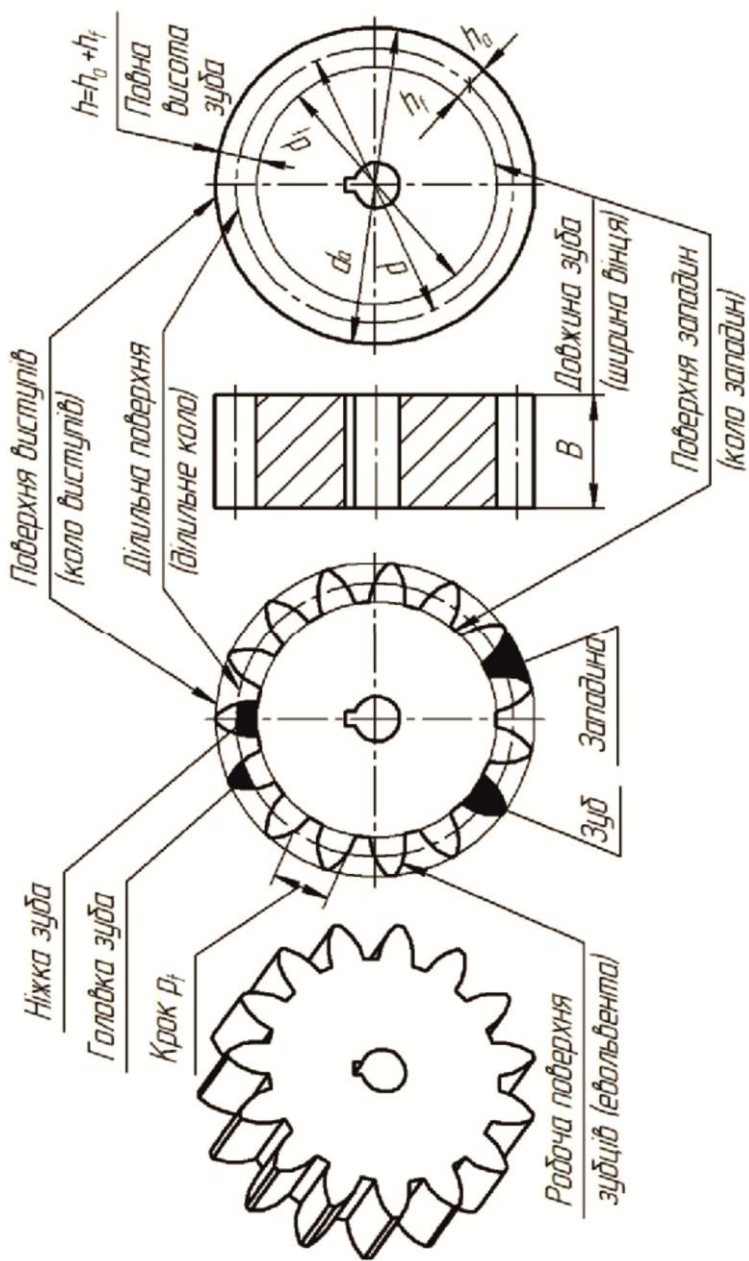
$$d_f = d + 2 \cdot m,$$

оскільки $d = m \cdot z$, то:

$$d_a = m \cdot z + 2 \cdot m = m \cdot (z + 2).$$

Значить:

$$d_a = m \cdot (z + 2).$$



Мал. 2.34 Основні терміни і позначення зубчатих коліс

Коло западин визначається так: $d_f = d - 2 \cdot h_f$, але $h_f = 1,25 \cdot m$, тоді:

$$d_f = d - 2 \cdot 1,25 \cdot m, \text{ або } d_f = d - 2,5 \cdot m.$$

Для дрібномодульних циліндричних зубчастих передач остання формула змінюється, тому що вони мають більшу висоту ніжки ($1,3 \cdot m$). Тому для них:

$$d_f = d - 2,6 \cdot m.$$

Циліндрична зубчата передача.

Передачу утворюють два зубчастих колеса, які перебувають у зачепленні. Менше колесо, яке зазвичай є ведучим, називають *шестірнею*, більше – *зубчастим колесом*. Обидва колеса повинні мати однаковий модуль і однакові геометричні розміри зубів. Кожна передача характеризується певним *передаточним числом i* , тобто відношенням числа обертів ведучого колеса до числа обертів веденого колеса або оберненим відношенням числа зубців коліс чи діаметрів початкових кіл:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{d_2}{d_1}.$$

Терміни, визначення й позначення елементів зубчастих передач встановлені ГОСТ 16530-83 і ГОСТ 16531-83. Основні із цих термінів і позначень, а так само формули для визначення розмірів елементів зубчастих передач подані в таблиці.

Точність зубчастих передач.

При виготовленні зубчастих передач виникають похибки, які виражаються в відхиленнях кроку, соосності коліс, теоретичного профілю зубів, міжосьової відстанні та ін. Всі ці похибки приводять до збільшеного шуму під час роботи та передчасному зносу передачі.

Точність зубчастих передач регламентується стандартами, в яких передбачено 12 ступенів точності з позначенням ступенів в порядку зменшення точності. Найбільше розповсюдження мають 6, 7, 8, 9-а ступені точності, 6 ступінь –

високоточні передачі, 9 – тихохідні передачі пониженої точності.

Змащування і к.к.д. зубчастих передач.

Змащування. В процесі зачеплення зубів внаслідок тертя проходить нагрів передачі, зношення зубів, зниження к.к.д..

Таблиця 2.2 – Формули для розрахунку циліндричних зубчастих коліс

Елементи	Зубчасте колесо	Шестірня
Діаметр початкового кола	$d_1 = m z_1$	$d_2 = m z_2$
Висота головки зуба	$h_{a1} = m$	$h_{a2} = m$
Висота ніжки зуба	$h_{f1} = 1,25 m$	$h_{f2} = 1,25 m$
Повна висота зуба	$h_1 = 2,25 m$	$h_2 = 2,25 m$
Діаметр кола виступів	$d_{a1} = m (z_1 + 2)$	$d_{a2} = m (z_2 + 2)$
Діаметр кола западин	$d_{f1} = m (z_1 - 2,5)$	$d_{f2} = m (z_2 - 2,5)$
Ширина зубчастого обода	$B_1 = 8 m$	$B_2 = 8 m$
Внутрішній діаметр обода	$D_{01} = d_{a1} - 8,5 m$	$D_{02} = d_{a2} - 8,5 m$
Діаметр маточини	$d_{cr1} = 1,6 d_{a1}$	$d_{cr2} = 1,6 d_{a2}$
Довжина маточини	$L_{cr1} = 1,1 B_1$	$L_{cr2} = 1,1 B_2$
Товщина диска	$a = 0,3 B_1$	-
Діаметр центрального кола	$D_0 = 0,5 (D_{01} + d_{cr1})$	-
Діаметр отворів	$d_{ome} = 0,25 (D_{01} - d_{cr1})$	-
Радіуси переходів і фаски	$R_1 = 2 \div 3 \text{ мм}; c_1 = 3 \text{ мм}$	$c_2 = 3 \text{ мм}$
Величина зрізу зубців	$n_1 = 0,5 m$	$n_2 = 0,5 m$
Розміри шпонки	за ГОСТ 23390 — 80	за ГОСТ 23390 — 80
Розміри шпонкового паза	за ГОСТ 23389 — 80	за ГОСТ 23389 — 80

Таблиця 2.3 – Формули для розрахунку елементів конічних зубчастих коліс

Е лементи	Шестерня	Зубчасте колесо
Діаметр початкового кола	$d_1 = m z_1$	$d_2 = m z_2$
Кут початкового конуса	$tg \varphi_1 = \frac{z_1}{z_2}$	$tg \varphi_2 = \frac{z_2}{z_1}$
Конічна відстань	$L_1 = \frac{m z_1}{2 \sin \varphi_1}$	$L_2 = \frac{m z_2}{2 \sin \varphi_2}$
Робоча ширина зубчастого вінця	$B_1 = 0,3 L_1$	$B_2 = 0,3 L_2$
Довжина маточини	$L_{ст1} = 1,3 d_{в1}$	$L_{ст2} = 1,3 d_{в2}$
Діаметр маточини	$d_{ст1} = 1,6 d_{в1}$	$d_{ст2} = 1,6 d_{в2}$
Товщина обода	$e_1 = 0,2 L_1$	$e_2 = 0,2 L_2$
Товщина диска		$k_2 = 0,17 L_2$
Висота виступу		$t_2 = 0,1 d_{в2}$
Висота фаски		$c_2 = 2+3 \text{ мм}$
Радіуси скруглень		$r_2 = 2+3 \text{ мм}$

Щоб забезпечити роботоздатність передачі в зачеплення коліс підводять змащувальний матеріал, який знижує контактні напруження, зменшує втрати на тертя, захищає зуби від стирання і корозії, виносить продукти зносу, зменшує силу удару і покращує відвід тепла.

Для тихохідних передач використовують картерне змащування. При цьому вінці одного або двох коліс занурені в ванну з маслом герметичного корпусу (картера). При високих швидкостях коліс застосовують циркуляційне змащування. Мاستило примусово подається в зону зачеплення, стікає в збірник, фільтрується, охолоджується і знову подається в зону

зачеплення. Сорт мастила вибирають в залежності від кутових швидкостей і контактного напруження зубів. Частіше всього використовують індустріальне та турбінне мастило.

К.к.д. зубчастих передач. Втрати потужності в зубчастих передачах складаються з втрат на тертя в зачепленні, на тертя в підшипниках і гідравлічних втрат. Втрати в зачепленні складають головну частину втрат передач. Вони залежать від точності виготовлення, способу змазки, шорткості робочих поверхонь, властивостей змащувальних матеріалів і числа зубів. Втрачена потужність переходить в теплоту.

Втрачена потужність в передачі переходить в теплоту, яка при недостатньому охолодженні може викликати перегрів передачі. Тепловий розрахунок ведеться аналогічно розрахунку черв'ячних передач.

Матеріали зубчастих коліс.

Вибір матеріалу зубчатих коліс залежить від призначення передачі та умов її роботи. В якості матеріалів коліс використовують сталі, чавуни та пластмаси.

Сталі. Основними матеріалами для зубчастих коліс є *термічно оброблені сталі*. В залежності від міцності сталеві зубчасті колеса поділяються на дві групи.

Перша група – колеса з міцністю поверхней зубів $H < 350$ HB. Використовуються в слабо- та середньонавантажених передачах. Матеріалами для коліс цієї групи є вуглеводневі сталі 35, 40, 45, 50, 50Г, леговані сталі 40Х, 45Х, 40ХН та ін. Термообробку – покращення *виконують до нарізання зубів*. Колеса при міцності поверхні зубів 350 HB добре припрацьовуються та не піддаються крихкому руйнуванню.

Для рівномірного зношення зубів та кращого припрацьовування міцність шестерні прямозубої передачі повинна бути на (25...50)HB більше міцності колеса.

Для косозубих передач міцність HB робочих поверхней зубів шестерні бажана якомога більша.

Друга група – колеса з міцністю поверхней $H > 350$ НВ. Висока міцність робочих поверхонь зубів досягається об'ємним та поверхневим гартуванням. Ці види термообробки дозволяють в декілька разів підвищити навантажену спроможність передачі в порівнянні з покращеними сталями.

Зуби коліс з міцністю поверхней $H > 350$ НВ не прироблюються. Для неприроблених зубчастих передач забезпечувати різницю міцності зубів шестерні та колеса не вимагається.

Поверхнєве гартування зубів з нагріванням струмами високої частоти (с.в.ч.) бажано для шестерень з модулем $m > 2$ мм, які працюють з покращеними колесами через добру приробку зубів. При малих модулях дрібний зуб загартовується наскрізь, що робить його крихким і супроводжується коробленням. Для гартування с.в.ч. використовують сталі 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ.

Цементацію використовують для коліс, розміри яких повинні бути мінімальними (авіація, транспорт і т.п.). Для цементації використовують сталі 20Х, 12ХН3А та ін.

Азотування забезпечує особливо високу міцність поверхневих шарів зубів. Для передач, в яких відсутнє абразивне зношування зубів, можливе використання азотування. Воно супроводжується малим коробленням та дозволяє отримати зуби 7-ї степені точності без прикінечних операцій. Для підвищення міцності серцевини зуба заготовку колеса покращують. Для азотування використовують сталі 40ХНМА, 40Х2НМА, 38ХМЮА, 38Х2Ю.

Колеса з міцністю $H > 350$ НВ нарізають до термообробки. Обробку зубів виконують після термообробки.

Вибір марок сталей для зубчастих коліс. Без термічної обробки механічні характеристики всіх сталей близькі, тому використання легованих сталей без термообробки не допускається.

Прокалювання сталей різне: високолегованих – найбільше, вуглеводневих – найменше. Сталі з поганим

проколюванням при великих розрізах заготовок неможливо термічно обробити на високу міцність. Тому марку сталі для зубчастих коліс вибирають з розрахунком розмірів їх заготовок.

Рекомендуються наступні сталі і варіанти термічної обробки (т.о.):

1 – марки сталей однакові для колеса та шестерні: 45, 40X, 40XH, 35XM та ін. Т.о. колеса – покращення, міцність 235...262 НВ. Т.о. шестерні – покращення, міцність 269...302 НВ;

2 – марки сталей однакові для колеса та шестерні: 40X, 40XH, 35XM та ін. Т.о. колеса – покращення, міцність 269...302 НВ. Т.о. шестерні – покращення і гартування с.в.ч.; міцність 45...50 HRC, 48...53 HRC та ін. (залежить від марки сталі);

3 – марки сталей однакові для колеса та шестерні: 40X, 40XH, 35XM та ін. Т.о. колеса та шестерні однакові – покращення та гартування с.в.ч.; міцність 45...50 HRC, 48...53 HRC та ін. (залежить від марки сталі);

4 – марки сталей для колеса: 40X, 40XH, 35XM та ін. Т.о. колеса – покращення і гартування с.в.ч.; міцність 45...50 HRC, 48...53HRC та ін. (залежить від марки сталі).

Марки сталей для шестерні: 20X, 20XHM, 18XГТ та ін. Т.о. шестерні – покращення, цементация та гартування; міцність 56...63 HRC;

5 – марки сталі однакові для колеса та шестерні: 20X, 20XHM, 18XГТ та ін. Т.о. колеса та шестерні однакові - покращення, цементация та загартування; міцність 56...63 HRC.

Стальне лиття. Використовують для виготовлення крупних зубчастих коліс ($d_a > 500$ мм). Використовують сталі 35 Л...55 Л. Литі колеса нормалізують.

Чавуни. Використовують при виготовленні зубчастих коліс тихохідних відкритих передач. Рекомендуються чавуни СЧ18...СЧ 35. Зуби чавунних коліс добре приробляються, але мають пониженою міцність на згині.

Пластмаси. Використовують в скорохідних слабо навантажених передачах для шестерень, які працюють в парі з металевими колесами. Зубчасті колеса із пластмас відрізняються

безшумністю та плавністю ходу. Найбільш розповсюджені текстоліт, лігнофоль, капролон, поліформальдегід.

Види руйнування зубів та критерії працездатності зубчастих передач.

В процесі роботи на зуби діють сили навантаження і сили тертя. Для кожного зуба навантаження змінюються в часі по переривчастому від нульового циклу. Повторно-змінні навантаження являються причиною втомлюваного руйнування зубів: їх поламки і викришування робочих поверхонь. Тертя в зачепленні викликає зношення і заїдання зубів.

Поламка зубів. Це найбільш небезпечний вид руйнування. Поламка зубів є результатом повторно-змінних напружень, що виникають в зубах та перевантаження. Тріщини від втоми заявляються у основи зуба на тій стороні, де від згину виникли найбільші напруження розтягу. Прямі короткі зуби виламуються повністю, а довгі обламуються по косому січенні. Поламку від втоми попереджують розрахунком на міцність по напруженнях згину, використанням корекції, а також збільшенням точності виготовлення та монтажу передачі.

Втомне викришування робочих поверхней зубів. Основний вид руйнування зубів для більшості закритих передач. Виникає внаслідок дії повторно-змінних контактних напружень σ_H . Руйнування починається на ніжці зуба в навколополюсній зоні, де розвивається найбільша сила тертя, що сприяє пластичній текучості металу і утворюванню мікротріщин на поверхні зубів. Розвитку тріщин сприяє розклинюючий ефект мастильного матеріалу, зацімлюється у впадині при зачепленні. Розвиток тріщин приводить до викришування частинок поверхні, появленню спочатку дрібних ямок, які переходять в раковини. При викришуванні порушуються умови утворення суцільної масляної плівки (мастило витискається в ямки), що приводить до швидкого зношення і задиру зубів. Зростають динамічні навантаження, шум, температура.

При твердості поверхні зубів $H < 350$ HB може спостерігатись обмежене викришування, яке виникає тільки на

дільницях з концентрацією напружень. Після прироблення зубів таке викришування припиниться.

Прогресуюче викришування виникає при твердості поверхні зубів $H > 350$ НВ, воно з часом пошкоджує всю робочу поверхню ніжок зубів.

Викришування зубів від втоми попереджують розрахунком на міцність по контактним напруженням, підвищенням твердості поверхні зубів, використанням корекції, підвищенням ступеня точності, правильним вибором мастила.

У відкритих передачах викришування не спостерігається, так як зношенню поверхні зубів запобігає розвиток тріщин від втоми.

Зношення зубів. Основним видом руйнування зубів відкритих передач є зношування. По мірі зношення зуб тоншає, послаблюється його ніжка, збільшуються зазори в зачепленні, що на кінець приводить до поламки зубів. Руйнуванню зубів сприяє виникнення підвищеного шуму при роботі передачі. Зношування можна зменшити захистом від попадання абразивних частинок, підвищенням твердості та пониженням шорсткості робочих поверхней зубів, зменшенням ковзання зубів корекцією.

Заїдання зубів. Це приварювання частинок одного зуба до іншого внаслідок місцевого підвищення температур в зоні зачеплення. Нарости, які з'явились на зубах задирають робочі поверхні інших зубів, бороздячи їх в напрямку ковзання. Заїдання зубів запобігають підвищенням твердості та пониженням шорсткості робочих поверхонь зубів, використанням корекції, правильним підбором протизадирних мастил.

Допустимі навантаження

Розрахунки на контактну та згибну міцність при довготривалій роботі виконують по допустимим напруженням відповідно $[\sigma]$ и $[\sigma]_F$.

Допустимі контактні напруження $[\sigma]$ Н. Експериментом встановлено, що контактна міцність робочих поверхонь зубів визначається в основному міцністю цих

поверхонь. Допустимі контактні напруження для розрахунків на міцність при довготривалій роботі:

$$[\sigma]_H = K_{HL}[\sigma],$$

де $[\sigma]_H$ – допустиме контактне напруження, яка відповідає контактній витривалості при кількості циклів переміни напружень N . Для передач, вихід із роботи яких пов'язаний з важкими наслідками, значення $[\sigma]$ зменшуються;

K_{HL} – коефіцієнт довготривалості, який враховує термін служби та режим навантаження передачі.

$$K_{HL} = \sqrt{N_{H0}/N} > 1 \text{ але, } < K_{HL}.$$

Для нормалізованих або покращених коліс $K_{HL\text{макс.}} = 2,6$; для коліс з поверхневим загартуванням $K_{HL\text{макс.}} = 1,8$.

Число циклів напруг N_{H0} , яке відповідає границі витривалості, визначається міцністю робочих поверхонь зубів.

N – число циклів перемін напружень зубів за весь термін служби (наробка). При постійному режимі навантаження (з відхиленнями до 20%)

$$N = 573 \omega Lh,$$

де ω – кутова швидкість

Lh – ресурс (термін служби передачі)

В більшості випадків $N > N_{H0}$, відповідно, для довготривало працюючих (на протязі декількох років) передач $K_{HL} = 1$.

Циліндричні та конічні зубчасті передачі з прямими та непрямыми зубами розраховують по меншому значенню $[\sigma]_H$ із отриманих для шестерні та колеса.

Вияток складають зубчасті передачі з непрямыми зубами при наявності різниці середніх міцностей робочих поверхонь зубів шестерні та колеса

Допустимі напруження згину $[\sigma]_F$. Допустимі напруження згину для розрахунку на міцність при довготривалій роботі

$$[\sigma]_F = K_{FL} [\sigma]_{F0}$$

де $[\sigma]_{F0}$ – допустиме напруження згину, яке відповідає границі згинної витривалості на згин при числі циклів напружень $N_{F0} = 4 \cdot 10$ для всіх сталей.

K_{FL} – коефіцієнт довготривалості. При міцності $H < 350$ НВ.

Його визначають по формулі. $K_{FL} = \sqrt{N_{F0}/N} > 1$

Для довготривало працюючих та для реверсивних передач $[\sigma]_{FL}$ зменшують на 20%.

Загальні відомості про циліндричні прямозубі передачі

В прямозубій передачі зуби входять в зачеплення зразу по всій довжині. Через неточність виготовлення передачі і її зносу процес виходу однієї пари зубів із зачеплення і початок зачеплення іншої пари супроводжується ударами і шумом, сила яких зростає із збільшенням колдової швидкості коліс. Прямозубі передачі використовують при невисоких та середніх колдових швидкостях; відкриті передачі, як правило, роблять прямозубими.

Згідно основної теореми зачеплення для понижуючих передач **передаточне число** $n = \omega_1/\omega_2 = d_2/d_1 = z_2/z_1$.

Для пари циліндричних зубчатих коліс рекомендується $n < 3 \dots 6$.

Розміри зубчатого колеса виражають через модуль і число зубів Z .

Ділильний і початковий діаметри $d = d\omega = mz$

Діаметр вершин $d_a = d + 2h_a = d + 2m$

Діаметр впадин $d_f = d - 2h_f = d - 2,5m$

Коефіцієнт ширини вінця колеса $\phi_a = b_2 / a \omega$

При розрахунку циліндричних передач значення ϕ_a визначають з розположення шестерні відносно опор:

Симетричне.....0,4...0,5

Несиметричне.....0,25...0,4

Консольне.....0,2...0,25

Найбільші значення ϕ – для передач з міцністю зубів колеса $H < 340$ НВ2.

Ширину вінця шестерні b_1 виконують на 2...4 мм більше розрахункової, враховуючи можливе осьове зміщення зубчастих коліс через неточність зборки. Ця умова важлива при приробці зубів, колі більш міцна шестерня перекриває по ширині більш м'яке колесо.

Коефіцієнт нерівномірності навантаження по довжині зуба. Внаслідок пружних деформацій валів, корпусів, самих зубчастих коліс, зносу підшипників, неточностей виготовлення та зборки спряжені зубчасті колеса перекошуються відносно один одного, викликаючи нерівномірний розподіл навантаження по довжині зуба. Вплив перекоосу зубів зростає із збільшенням ширини вінця b_2 , тому значення останньої обмежують.

В прироблюючих передачах, в яких міцність матеріалу хоча б одного колеса $H < 350 \text{HB}$, а кругова швидкість $v < 15 \text{ м/с}$, нерівномірність навантаження по довжині зуба з часом зменшується і повністю зникає при постійному навантаженні внаслідок підвищеного місцевого зносу (чим менша міцність зубів і колова швидкість коліс, тим гірші умови змащування, тим більший темп прироблюючого зносу).

При швидкостях $v > 15 \text{ м/с}$ прироблення зубів різко погіршується, так як між зубами з'являється стійкий масляний шар, який захищає їх від зносу.

Вплив нерівномірного розподілу навантаження по довжині зуба при розрахунку на контактну міцність зубів враховується коефіцієнтом $K_{н\beta}$.

Для прироблюючих коліс $K_{н\beta} = 1,0$.

Для неприроблюючих коліс числове значення $K_{н\beta}$ приймають за формулою в залежності від коефіцієнту:

$$\psi_d = b_2/b_1 = 0,5 \psi_a (u + 1).$$

Коефіцієнт динамічного навантаження $K_{нv}$. При роботі зубчастих передач в результаті неточностей виготовлення і зборки, а також деформації зубів виникають додаткові динамічні навантаження, вплив яких при розрахунку на контактну міцність зубів враховується коефіцієнтом $K_{нv}$.

Для прямозубої передачі при $v < 5 \text{ м/с}$ рекомендується:

$K_{нv} = 1,2$ – при міцності зубів колеса $H < 350 \text{ HB}$,

$K_{нv} = 1,1$ – при міцності зубів колеса $H > 350 \text{ HB}$.

Числові коефіцієнти справедливі тільки для пари сталевих зубчастих коліс, причому в них скриті конкретні

одиниці. При переході до інших матеріалів або інших одиниць числові коефіцієнти необхідно перерахувати.

Контактна міцність зубів коліс залежить від матеріалу та габаритних розмірів передачі і не залежить від модуля та числа зубів поокремо.

Загальні відомості про циліндричні косозубі передачі.

Циліндричні колеса, в яких зуби розміщені по гвинтових лініях на ділильному циліндрі, називають косозубими. На відміну від прямозубої в косозубій передачі зуби входять в зачеплення не зразу по всій довжині, а поступово. Збільшується час контакту однієї пари зубів, протягом якого входять нові пари зубів, навантаження передається по великій кількості контактних ліній, що значно знижує шум та динамічні навантаження.

Чим більший кут нахилу лінії зуба, тим вища плавність зачеплення. У пари спряжених косозубих коліс із зовнішнім зачепленням кути рівні, але протилежні за направленням.

Якщо до коліс не висунуто спеціальних вимог, то колеса нарізають правими, а шестерні – лівими.

В косозубого колеса відстань між зубами можна виміряти в торцевому або круговому та нормальному напрямках. В першому випадку одержуємо коловий крок, в другому – нормальний крок. Різними в цих напрямках будуть модулі та зачеплення.

Нормальний модуль m повинен відповідати стандарту і бути вихідною величиною при геометричних розрахунках.

Роздільний та початковий діаметри

$$D = d_{\omega} = m t_z = m z / \cos\beta$$

Косозубе колесо нарізають тим же інструментом, що і косозубі. Нахил зуба одержують поворотом інструменту на кут β , профіль косоного зуба в нормальному січенні відповідає вихідному контуру інструментальної рейки i , відповідно, співпадає з профілем прямого зуба модуля m .

Еквівалентне колесо. Профіль косоного зуба в нормальному січенні А-А відповідає вихідному контуру інструментальної рейки, тому співпадає з профілем прямозубого

колеса. Розрахунок косозубих коліс проводять, використовуючи параметри еквівалентного прямозубого колеса.

Профіль зуба в цьому січенні майже співпадає з профілем умовного прямозубого колеса, яке називається *еквівалентним*.

Сили в зачепленні. При визначенні напрямлення сил враховують напрямлення руху коліс і напрямлення нахилу зуба (праве або ліве).

Осьова сила додатково навантажує підшипники. Присутність в зачепленні осьових сил є недоліком косозубої передачі.

Шевронні циліндричні передачі.

Шевронне колесо представляє собою спарене косозубе колесо, виконане як одне ціле. Внаслідок різного напрямлення зубів на полушевронах осьові сили взаємно врівноважуються на колесі і на підшипники не передаються. Це дозволяє приймати у шевронних коліс **кут нахилу зуба $\beta = 25...40^\circ$** , що підвищує міцність зубів і плавність передачі.

Шевронні зубчасті колеса виготовляють з доріжкою в середині колеса для виходу ріжучого інструменту (черв'ячної фрези) або без доріжки (нарізають долбляком або гребінкою із спеціальною заточкою).

Шевронні колеса без доріжки нарізають на спеціальних дорогих верстатах, тому їх використовують рідше, ніж колеса з доріжкою. Ширина доріжки $a = (10...15) m$.

Шевронний зуб вимагає строго визначеного осьового положення шестерні відносно колеса, тому вал одного із коліс пари монтують в підшипниках, які допускають осьову "гру" вала.

Недоліком шевронних коліс є велика вартість їх виготовлення. Використовуються в сильових швидкісних закритих передачах.

Геометричний та міцнісний розрахунки шевронної передачі аналогічні розрахункам косозубої передачі.

Навантаження на зубчасті колеса і принцип їх розрахунку.

Розрахунки на контактну та згинаючу міцність при довготривалій роботі виконують по допустимим напруженням.

Під дією сили нормального тиску і тертя зубів колеса витримують складний напружений стан, але вирішальний вплив на нього роботоздатність мають два фактори: контактні напруження і напруження згину, які є *повторно-змінними*. Вони викликають появу втомних тріщин біля основи зуба, які з часом приводять до поломки.

Повторно-змінні і контактні напруження й сили тертя призводять до втомного зносу активних поверхонь зубів.

Втомне зношення активних поверхонь зубів характерно для роботи закритих передач. У відкритих передачах і передачах з поганим (забрудненим) змащенням втомне зношення випереджає абразивне зношуванням. У важконавантажених і високошвидкісних передачах в зоні контакту зубів виникає велика температура, яка викликає розрив плівки мастила. Це викликає заїдання зубів.

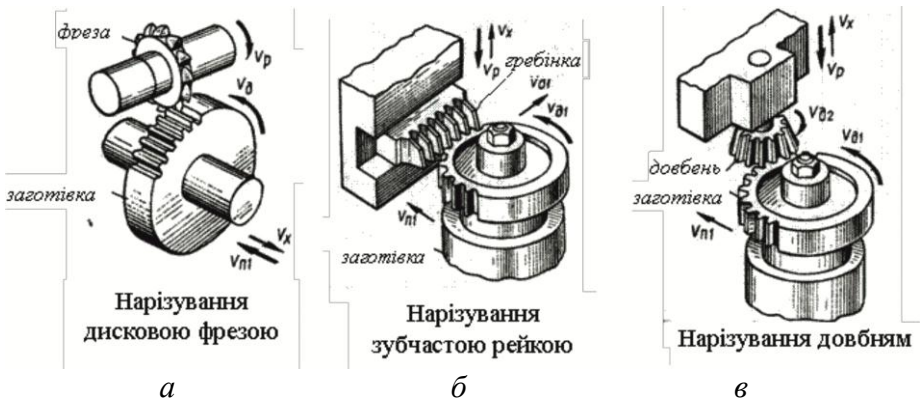
Методи виготовлення зубів на зубчастих колесах.

*Методи виготовлення зубів на зубчастих колесах можна розділити на три групи: **накатування, нарізанням і литтям.***

Накатування зубів сталевих коліс відбувається спеціальним інструментом шляхом пластичної деформації вінця колеса. Накатування зубів з модулем до 1 мм відбувається в холодному стані; при великому модулі вінець нагрівають струмом високої частоти.

Зубонакатування застосовується в масовому виробництві: є високопродуктивним методом. При накатуванні практично відсутні втрати металу. Крім того відбувається зміцнення металу за рахунок наклепу, утворення волокнистої структури.

Нарізання зубів відбувається методом **копіювання** або **обкатування**.



Мал. 2.35 Способи нарізання зубчастих коліс

Метод **копіювання** полягає в тому, що впадини зубчастого вінця прорізаються інструментом, профіль ріжучої частини якого точно відповідає профілю впадини. На мал. 2.35, а показано фрезерування зубів циліндричного колеса модульного дисковою фрезою, а на мал. 2.35, б – модульною кінцевою фрезою. Після прорізання однієї впадини заготовка повертається на величину кутового кроку і процес повторюється. Точність повороту заготовки забезпечується спеціальним пристроєм ділильною головкою. Її конструкцією забезпечується дискретний поворот на різне число зубів. Ділильна головка встановлюється на столі фрезою верстату.

Модульна дискова фреза встановлюється на оправці горизонтально-фрезерному верстаті, а кінцева в цанзі вертикально-фрезерного верстату.

Поскілкі із зміною числа зубів зубчастого колеса змінюється і форма впадини, то для кожного модуля і числа зубів треба б було мати свою фрезу. Це важко забезпечити, тому фрезою одного модуля прорізають впадини в певному діапазоні чисел зубів (наприклад, фрезою для 30 зубів можна нарізати колесо з числом зубів від 24 до 36). Звичайно в такому разі не завжди профіль зуба буде точним. Чим число зубів буде ближчим до 30 (в даному разі), тим профіль зубів буде точнішим.

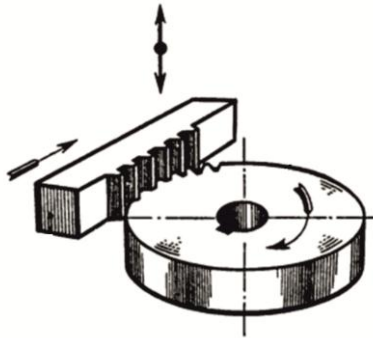
Фрезерування зубів методом копіювання є простим, але не достатньо точним і мало продуктивним методом. Він застосовується переважно в несерійному виробництві, в ремонтних майстернях тощо. Точність профілю зубів в такому разі значною мірою залежить від технічного стану фрезерного верстату та ділильної головки.

До методу копіювання можна віднести способи утворення зубів коліс **протягуванням, холодним чи гарячим штампуванням, а також пересуванням**. При протягуванні заготовка протягується через спеціальний інструмент який має отвір з виступами профіль яких відповідає впадинам зубчастих коліс. При протягуванні одночасно прорізаються всі впадини зубчастих коліс.

Штампуванням виготовляються зубчасті колеса для не відповідальних передач. В даному разі теж всі зуби зубчастого колеса видавлюються штампом одночасно. При пересуванні зубчастих коліс головка закладається в спеціальний контейнер, в дні якого є отвір по периметру якого виступає вінець зубів, профіль якого відповідає профілю впадини колеса. Під тиском преса метал поковки видавлюється через отвір в контейнері. Так виготовляється зубчасте колесо з вінцем зубів необхідного профілю кожний з методів має свої переваги і недоліки. Тому в конкретних умовах вибирають той метод, який вважають найбільш доцільним.

Метод обкатки є найбільш точним, високо продуктивним, універсальним і найбільш поширеним способом утворення зубів на зубчастих колесах.

Процес нарізання зубів на зубонарізних верстатах подібний до процесу зачеплення пари зубчастих коліс або колеса з рейкою, коли одно з коліс або рейка мають ріжучі елементи і перетворені, таким чином, в ріжучій інструмент, який називається утворюючим колесом.



Мал. 2.36. Метод обкатки зубчастих коліс

Зубчасте зачеплення утворюючого колеса із заготовкою називають верстатним зачепленням. На рисунках (а), (б) і (в) показані основні види зачеплень і відповідні рухи інструменту і заготовки: (а)-нарізання зубів інструментальною рейкою (зубонарізна гребінка) на зубодовбальному верстаті; (б)-нарізання зубів зуборізним довб'яком на зубодовбальному верстаті; (в) – нарізання зубів черв'ячною модульною фрезою на зубофрезерному верстаті (черв'ячна модульна фреза в осьовому перетині має профіль інструментальної рейки).

Одним і тим же інструментом можна нарізати колеса даного модуля з різним числом зубів, що є досить вагомим достоїнством методу обкатки. На зубодовбальних верстатах довб'яком обробляють колеса як і зовнішніми, так і внутрішніми зубами. Черв'ячними фрезами на зубофрезерних верстатах можна нарізати прямозубі, косозубі і шевронні колеса з дорізкою посередині (для виходу ріжучого інструменту); шевронні колеса без доріжки нарізають спеціальними косозубимидовб'яками або гребінками. Найбільш продуктивним способом нарізання зубів є фрезерування черв'ячною фрезою.

При необхідності отриманні точних і чистих поверхонь зубів застосовують додаткову обробку – шліфування, притирання, шевінгування, обкатку тощо.

При нарізанні шестерень з малим числом зубів у верстатному зачепленні виникає явище **інтерференції** зубів,

коли частину простору виявляється одночасно зайнятою зубами інструменту і оброблювального колеса. Це приводить до зрізання частини домінальної поверхні біля основи зуба колеса (підрізання зубів) або зрізання частини домінальної поверхні у вершині зуба (зрізання зубів характерне для коліс з внутрішніми зубами). Це приводить до зменшення міцності зубів. Для того щоб уникнути підрізання зубів у верстатному зачепленні, здійснюють зміщення інструментальної рейки на відповідну величину. Зміщення рейки від осі колеса вважають позитивним, а до осі негативним.

Мінімальне число зубів яке можна нарізати без підрізання зуборізним довб'яком, залежить від числа зубів довб'яка і передаточного числа в станочному зачепленні і коливається від 13 до 17. Для косозубих коліс мінімальне число зубів менше, ніж для прямиозубих.

Колеса із зміщенням нарізають тим же зуборізним інструментом і на тих же верстатах що і колеса без зміщення.

Циліндричних зубчастих передачах загального машинобудування число зубів меншого колеса рекомендується застосовувати в межах 20-25.

Зубчасті передачі з зачепленням М. Л. Новикова

Евольвентне зачеплення, розповсюджене в сучасному машинобудівництві, є лінійним, так як контакт зубів відбувається по лінії (практично по вузькій площадці), яка знаходиться вздовж зуба. Внаслідок малого приведеного радіуса кривизни контактна міцність евольвентного зачеплення порівняно невисока, тому для сучасних сильових передач важливе питання підвищення несучої спроможності зубчастих передач.

М.Л.Новиковим було запропоноване нове точкове зачеплення, в якому профілі зубів коліс в торцовому січенні окреслені по дугам кіл. Зуб шестерні робиться випуклим, а зуб колеса – вогнутим, що збільшує їх приведений радіус скривлення, значно підвищуючи контактну міцність передачі.

В зачепленні Новикова контакт зубів відбувається в точці і зуби торкаються тільки в момент проходження профілів через цю точку, а безперервність передачі руху забезпечується гвинтовою формою зубів. Тому *зачеплення Новикова може бути тільки косозубим з кутом зубів $\beta = 15...20^\circ$. Положення точки контакту зубів характеризується її зміщенням від полюса, а лінія зачеплення розташовується паралельно осі колеса. В результаті пружної деформації і прироблення під навантаженням точковий контакт переходить в контакт по малій площині. При взаємному перекачуванні зубів контактна площа пересувається вздовж зуба з великою швидкістю, яка перевищує колову швидкість коліс приблизно в три рази, що створює благоприємні умови для появи стійкого мастильного шару між зубами. З цієї причини *втрати на тертя в передачі Новикова значно менші.**

Використовують передачі Новикова з однією лінією зачеплення – заповлюсні (рідше – доповлюсні) та з двома лініями зачеплення – дозаповлюсні. В передачах з однією лінією зачеплення профіль зуба одного колеса (як правило, шестерні) випуклий, а іншого – вогнутий. Якщо ведучою ланкою є шестерня з випуклим профілем зубів, то точка контакту розташована за полюсом і передачу називають заповлюсною. Якщо ведучим являється колесо з вогнутим профілем, то передача стає доповлюсною.

Дозаповлюсну передачу можна уявити як доповлюсна і заповлюсна передачі разом. Головки зубів шестерні і колеса мають випуклий профіль, а ніжки – вогнутий. Цій передачі властива велика контактна та згинна міцність.

Для нарізання випуклих та вогнутих зубів заповлюсної (доповлюсної) передачі потрібні різні інструменти. Зуби дозаповлюсної передачі нарізають одним інструментом.

Значним недоліком зачеплення Новикова є підвищена чутливість до змін міжосьової відстані і коливання навантажень.

Розрахунок передач з зачепленням Новикова ведуть аналогічно розрахунку передач з евольвентним зачепленням, але з врахуванням їх особливостей.

Загальні відомості про конічні зубчасті передачі.

Конічні зубчасті колеса використовують в передачах, коли осі валів перетинаються під кутом Σ . Найбільше розповсюдження мають передачі з кутом $\Sigma = 90^\circ$, які і розглянемо нижче. Конічні колеса бувають з прямими, коловими і рідко шевронними зубами.

Конічні колеса з коловими зубами в порівнянні з прямозубими мають більшу несучу спроможність, працюють плавно і з меншим шумом. Нарізання кругового зуба відбувається різцовими головками по методу обкатки. Кут нахилу зуба β в середині ширини зубчатого вінця вибирають, враховуючи плавність зачеплення. ***Рекомендується*** приймати $\beta = 35^\circ$.

Спряжені колеса з коловим зубом мають різне напруження ліній зубів – праве і ліве, якщо дивитись зі сторони вершини конуса. Шестерні виконують з правим зубом, колеса – з лівим.

В конічних передачах шестерня розміщується консольно, при цьому внаслідок меншої жорсткості консольного вала і деформації підшипників (особливо кулькових) збільшується нерівномірність розподілу навантаження по довжині зуба. З цієї причини конічні колеса в порівнянні з циліндричними працюють з більшим шумом. Підшипники вала шестерні розміщуються в стакані для забезпечення можливості осьового регулювання зачеплення коліс при зборці.

Для конічної прямозубої передачі рекомендується $n = 2 \dots 3$; при колесах з коловими зубами можливі більш високі значення n (найбільше значення 6,3).

Геометрія зачеплення коліс. Аналогами початкових та розділюючих циліндрів циліндричних зубчастих передач в конічних передачах є початкові та розділюючі конуси. При обертанні коліс початкові конуси котяться один по одному без ковзання. В конічних передачах кутова корекція не використовується, тому початкові і розділюючі конуси завжди співпадають.

Кути розділюючих конусів позначають відповідно:

кут між осями $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$

Евольвентні зуби конічного колеса профілюють на розгортці додаткового конуса, твірна якого перпендикулярна до твірної розділюючого конуса. Додаткові конуси можна побудувати для зовнішнього, середнього та внутрішнього січень конічного колеса. Ширина вінця зубчастого колеса b обмежена двома додатковими конусами – зовнішнім та внутрішнім.

Зуби конічних коліс в залежності від змін розмірів січень по довжині виконуються трьома формами:

Форма 1 – пропорційно понижуючі зуби. Вершини конусів розділюючого і впадин співпадають. Використовується для прямих зубів, а також для кругових зубів

Форма 2 – понижуючі зуби. Вершини конусів розділюючого і впадин співпадають. По формі 2 зуби отримують обробкою впадин за один прохід, що підвищує продуктивність при нарізанні зубчастих коліс. Використовується в масовому виробництві.

Форма 3 – рівновисокі зуби, твірні конусів розділюючого, впадин та вершин паралельні. Висота зубів постійна по всій довжині. Використовується для колових зубів.

Основні геометричні співвідношення. Як відомо, модуль зубів представляє собою відношення розділюючого діаметра до числа зубів колеса, але для розділюючого конуса конічного зубчастого колеса цих діаметрів, а значить, і модулів безмежна кількість. При різних по довжині зуба модулях висота зуба також величина змінна. Для зручності вимірювання розміри конічних коліс прийнято визначити по зовнішньому торцюві зуба, одержаного зовнішнім додатковим конусом.

Максимальний модуль зубів – зовнішній коловий модуль – одержується по зовнішньому торцюві колеса. Він позначається: m_e – для прямозубих коліс та m_{te} – для коліс з коловими зубами.

Еквівалентне колесо. Для прямозубої передачі профілі зубів конічного колеса на розгортці додаткового конуса досить близькі до профілів зубів еквівалентного циліндричного прямозубого колеса, розділююче коло якого одержане

розгорткою додаткового конуса на площину. Доповнивши розгортку до повного кола, одержимо еквівалентне циліндричне колесо з числом зубів Z_v .

Для передачі з коловими зубами профілі зубів конічного колеса в нормальному січенні близькі до профілів зубів еквівалентного циліндричного прямозубого колеса з числом зубів Z_v , які одержали подвійним приведенням: конічного колеса до циліндричного і кругового зуба до прямого зуба .

Сили зачеплення. Сили в конічній передачі одержують по розмірам середніх січень зубів, в яких лежить точка прикладення сили F_n , яка діє перпендикулярно поверхні зуба. Силу F_n розкладають на складаючі сили F_t , F_r , F_a .

В прямозубій передачі : Радиальна сила на шестерні $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$. Сили на колесі відповідно дорівнюють $F_{a1} = F_{r2}$
 $F_{a2} = F_{r1}$

Загальні відомості про планетарні зубчасті передачі.

Планетарними називають передачі, які мають зубчасті колеса з пересувними осями. *Найбільш розповсюджена найпростіша однорядна планетарна передача* складається із центрального колеса з зовнішніми зубами, нерухомого центрального (корончатого) колеса з внутрішніми зубами і водила, на якому закріплені осі планетарних коліс або сателітів.

Сателіти обкатуються по центральним колесам і обертаються навколо своїх осей, тобто роблять рух, подібний до руху планет. Водило разом з сателітами обертається навколо центральної осі.

При нерухомому колесі рух передається від колеса до водила або навпаки.

Якщо в планетарній передачі зробити рухомими всі ланки, тобто обидва колеса і водило, то таку передачу називають диференціалом. За допомогою диференціала один рух можна розкласти на два або два скласти в один. Наприклад, рух від колеса можна передавати одночасно колесу і водилу або від коліс – водилу і т.п.

В планетарних передачах використовують не тільки циліндричні, але й конічні колеса. Зуби можуть бути і прямі, і косі.

Переваги.

1. Малі габарити і маса (передача вписується в розміри корончатого колеса). Це пояснюється тим, що потужність передається по декількох потоках, чисельно рівним числу сателітів, тому навантаження на зуби в кожному зачепленні зменшується де-кілька разів.

2. Зручні при компонованні машин за рахунок соосності ведучих та ведених валів.

1. Працюють з меншим шумом, ніж у звичайних зубчастих передачах, що пов'язано з меншими розмірами коліс і замиканням сил в механізмі. При семитричному розміщенні сателітів сили в передачі взаємно зрівноважуються.

2. Малі навантаження на опори, що спрощує конструкцію опор та знижує втрати в них.

3. Планетарний принцип передачі руху дозволяє одержати великі передаточні числа при невеликій кількості зубчастих коліс та малих габаритах.

Недоліки.

1. Підвищення вимог до точності виготовлення та монтажу передачі.

2. Зниження к.к.д. передачі з збільшенням передаточного числа.

Планетарну передачу використовують як

а) редуктор в силових передачах і приладах;

б) коробку переміни передач, передаточне число в якій змінюється за рахунок почергового гальмування різних ланок (наприклад, водила або одного з коліс);

в) диференціал в автомобілях, тракторах, верстатах, приладах.

Особливо ефективно використання планетарних передач, які суміщені з електродвигуном.

Передаточне число планетарних передач. При визначенні передаточного числа планетарної передачі використовують метод зупинки водила (метод Вілліса). По цьому методу всій планетарній передачі подумки надається додаткове обертання з кутовою швидкістю водила ω_n , але у зворотньому напрямку. При цьому водило ніби-то зупиняється, а закріплене колесо звільняється. Утворюється так званий зворотній механізм, який являє собою непланетарну передачу, в якій геометричні осі всіх коліс нерухомі. Сателіти при цьому стають проміжними (паразитними) колесами.

Різновиди планетарних передач.

Існує велика кількість планетарних передач. Вибір типу передачі визначається її призначенням. Найбільш широко в машинобудівництві використовують однорядну планетарну передачу. Ця передача має мінімальні габарити. Використовується в силових та допоміжних приводах. К.к.д. передачі $\eta = 0,96 \dots 0,98$ при $n = 3,15 \dots 12,5$.

Для одержання великих передаточних чисел в силових приводах використовують багатоступінчасті планетарні передачі.

Загальні відомості про хвильові зубчасті передачі.

Хвильові зубчасті передачі кінематично представляють собою планетарні передачі з одним гнучким зубчатим колесом.

Найбільш розповсюджена хвильова передача складається із водила, обертального гнучкого колеса з зовнішніми зубами і нерухомого жорсткого колеса з внутрішніми зубами.

Водило складається із овального кулачка і спеціального кульковогопідшипника. Гнучке зубчате колесо виготовляють у вигляді стакану із тонкою, яка легко деформується, стінкою і з'єднують з валом. Довжина стакану колеса близька до його діаметра. Жорстке зубчате колесо з'єднане з корпусом. Зуби коліс частіше всього евольвентні.

Зборку зчеплення роблять після деформування гнучкого колеса водилом. Деформований зубчастий вінець гнучкого колеса приймає овальну форму, при цьому з'являються як би два сателіти, які пов'язані гнучкою стінкою стакану.

Гнучке колесо деформується так, що на кінцях великої осі овала зуби зчеплюються на повну робочу висоту. На малій осі зуби не зачеплюються. Між цими дільницями зачеплення часткове.

В хвильовій передачі перетворення руху відбувається за рахунок деформування зубчастого вінця гнучкого колеса. *При обертанні водила хвиля деформації біжить по колу гнучкого зубчастого вінця*; при цьому вінець відкатується в зворотньому напрямку по нерухомому жорсткому колесу, обертаючи вал і стакан. Тому передача називається хвильовою, а водило – хвильовим генератором.

При обертанні хвильового генератора овальної форми з'являються дві хвилі. Таку передачу називають двоххвильовою. Можливі трьоххвильові передачі.

Існують багато різновидів хвильових передач. Наприклад, для передачі руху через герметичну стінку в хімічній, авіаційній, космічній, атомній та ін. галузях техніки використовують герметичну хвильову передачу.

Переваги хвильових передач:

1. Можливість передачі великих навантажень при малих габаритах, так як в зачепленні одночасно знаходиться до $1/3$ всіх зубів.
2. Можливість передачі руху в герметизований простір без використання ущільнень.
3. Велике передаточне число при малих габаритах і відносно високому к.к.д. для однієї ступені $n < 315$ при к.к.д. $\eta = 0,8 \dots 0,9$.
4. Робота з меншим шумом і високою демпфіруючою (гашення коливань) спроможністю.

Недоліки:

1. Складність виготовлення гнучкого колеса і генератора.
2. Обмеження кутової швидкості вала генератора при великих діаметрах коліс (для зникнення великих колових швидкостей в ободі генератора).

Використання. Хвильові передачі використовують в промислових роботах і маніпуляторах, в механізмах з великим передаточним числом, а також в пристроях з підвищеними вимогами до кінематичної точності та герметичності.

Основні конструктивні елементи хвильових передач.

Гнучке колесо. Виконують у вигляді стакану з гнучким дном і фланцем для приєднання до валу (виконання 1) або шліцевим приєднанням до валу (виконання 2).

Шліцеве з'єднання, забезпечуючи осьову податливість, зменшує напругу в гнучкому колесі. Осьова податливість в варіанті 1 забезпечується тонким дном (цьому сприяють отвори в дні). Використовують також зварювальні з'єднання циліндра з гнучким дном.

Щоб запобігти врізанню головок зубів коліс (інтенференції) при вході в заціплення під навантаженням, у більшості випадків зуби гнучкого колеса нарізають і зменшеною висотою ніжки. При цьому одержують *зуби з широкою впадиною, що підвищує гнучкість колеса, зменшує напругу в зубчастому ободі, збільшує число пар зубів в зачепленні.*

Жорстке колесо хвильових передач по конструкції подібне колесам з внутрішніми зубами звичайних і планетарних передач. Характеризується менш високим напруженим станом. Виготовляють із звичайних конструкційних сталей.

Хвильові генератори. Кулачковий хвильовий генератор складається із кулачка і напресованого на нього гнучкого підшипника кочення (кулькового або роликового). Профіль кулачка виконують еквідистантним до прийнятої форми гнучкого колеса. Цей генератор краще за інші зберігає форму деформації гнучкого колеса під навантаженням. Використовується в масовому виробництві.

Підшипник генератора спеціальний, відрізняється від звичайного меншою товщиною коліс, які повинні бути гнучкими.

В дрібносерійному виробництві виготовляють дисковий хвильовий генератор, який має два великих ролика, які знаходяться на ексцентриковому валі. Відсутність кулачка

спеціального профілю та спеціального підшипника спрощує конструкцію дискового генератора в порівнянні з кулачковим. Точність виготовлення дисків та їх взаємне розположення діють на якість передачі.

Передаточне число хвильових передач. В хвильовій передачі при обертанні генератора відбувається відносний поворот коліс, при цьому зуби колеса повинні переходити із однієї впадини в іншу. Для цього необхідне розчеплення зубів.

Передаточне число хвильових передач визначається також, як і для планетарних, методом зупинки водила.

Загальні відомості про передачу гвинт–гайка.

Передача гвинт-гайка служить для перетворення обертаючого руху в поступовий рух, при цьому гайка і гвинт можуть мати або одне з названих рухів, або два рухи разом.

Переваги:

1. Простота конструкції та виготовлення.
2. Компактність при високій навантажувальній спроможності.
3. Висока надійність.
4. Плавність та безшумність.
5. Великий вигреш в силі.
6. Можливість забезпечення повільних переміщень з великою точністю.

Недоліки:

1. Підвищений знос різьби внаслідок великого тертя.
2. Низький к.к.д

Використання. Передача гвинт-гайка широко використовується для створення великих сил (преси, домкрати, тиски та т.п.); для точних переміщень (механізми подачі верстатів, вимірюючі прилади, встановлюючі та регулюючі пристрої).

Різновиди гвинтів передачі. В залежності від призначення передачі гвинти бувають:

1. Вантажні – які використовуються для створення великих осьових сил. При знакозмінному навантаженні мають трапецеїдальну різьбу, при великому односторонньому

навантаженні – упірну. Гайки вантажних гвинтів цілісні. В домкратах для забезпечення великої сили та самогальмування використовують однозахідну різьбу з малим кутом підйому Ψ .

2. Ходові, які використовуються для переміщень в механізмах подачі.

Для зменшення тертя мають, в основному, трапецеїдальну багатозахідну різьбу. Для знищення “мертвого” ходу через знос різьби гайки ходових гвинтів виконують роз’ємними.

3. Встановлюючі – використовуються для точних переміщень та регулювання. Мають метричну різьбу. Для забезпечення безлюфтової передачі гайки роблять спареними. В механізмах точних переміщень, де важливе мале тертя і відсутність зазору в різьбі, використовують кулькові пари, в яких тертя ковзання замінене тертям кочення. К.к.д. такої передачі складає 0,95.

Матеріали гвинта та гайки повинні складати антифрикційну пару, тобто бути зносостійкими, мати невисокий коефіцієнт тертя. Вибір марки матеріалу залежить від призначення матеріалу, умов роботи та способу обробки різьби.

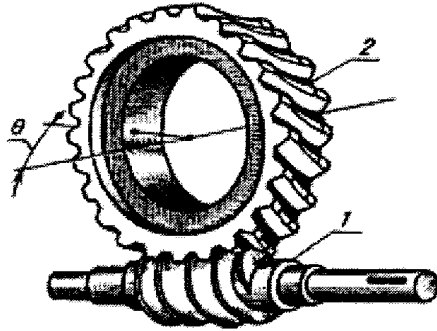
Для гвинтів рекомендуються сталі Ст5, 45, 50, 40ХГ та ін. У відповідальних передачах для підвищення зносостійкості використовують гартування гвинтів з послідуочим шліфуванням різьби.

Гайки відповідальних передач виготовляють із олов’яних бронз Бр010Ф1, Бр05Ц5С5 та ін., а в тихохідних передачах – із антифрикційних чавунів АЧВ-1, АЧС-3 та ін.

2.5 Черв’ячні передачі

Загальні відомості про черв’ячні передачі.

Черв’ячні передачі використовують для передачі обертального руху між валами, кут схрещування осей в яких складає 0-90°. У більшості випадків ведучим є черв’як, тобто короткий гвинт з трапецеїдальною або близькою до неї різьбою (мал. 2.36).



Мал. 2.36 Черв'ячна передача: 1 – черв'як, 2 – вінець черв'ячного колеса

Черв'ячна передача – зубчато-гвинтова передача, рух в якій відбувається за принципом гвинтової пари.

Переваги:

1. Плавність та безшумність роботи.
2. Компактність і порівняно невелика маса конструкції
3. Можливість великого редуцирування, тобто одержання великих передаточних чисел (в окремих випадках в несилових передачах до 1000).
4. Можливість одержання самогальмуючої передачі, тобто, яка допускає передачу руху тільки від черв'яка до колеса. Самогальмування черв'ячної передачі дозволяє виконати механізм без гальмівного пристрою, запобігаючи зворотній руху колеса.
5. Висока кінематична точність.

Недоліки:

1. Відносно низький к.к.д. внаслідок ковзання витків черв'яка по зубам колеса.
2. Значне виділення тепла в зоні заціплення черв'яка з колесом.
3. Необхідність використання для вінців черв'ячних передач дефіцитних антифрикаційних матеріалів.
4. Підвищений знос і заїдання.

Використання. Черв'ячні передачі використовують при невеликих і середніх потужностях, які не перевищують 100 кВт. Використання передач при великих потужностях неекономічне через порівняно низький к.к.д. і вимагає спеціальних мір для охолодження передачі, щоби попередити перегрів.

Черв'ячні передачі широко використовують в підйимально-транспортних машинах, тролейбусах і особливо там, де вимагається висока кінематична точність (розділюючі пристрої верстатів, механізми наводки і т.п.).

Черв'ячні передачі, щоб запобігти їх перегріву, бажано використовувати в приводах періодичної, а не безперервної дії.

Класифікація черв'ячних передач:

В залежності від форми зовнішньої поверхні черв'яка передачі бувають з циліндричним або з глобоїдальним черв'яком.

Глобоїдна передача має підвищений к.к.д., більш високу несучу спроможність, але складна у виготовленні і дуже чутлива до осьового зміщення черв'яка, яке викликане зносом підшипників.

В залежності від направлення лінії витка черв'яка черв'ячні передачі бувають з правими та лівими напрямками лінії витка.

В залежності від числа витків (заходів різьби) черв'яка передачі бувають з одновитковим або багатовитковим черв'яком.

В залежності від розміщення черв'яка відносно колеса передачі бувають з нижнім, боковим та верхнім черв'яками. Частіше всього розміщення черв'яка диктується умовами компоновки виробу. Нижній черв'як звичайно використовують при колівій швидкості черв'яка $v_1 < 5$ м/с, щоб запобігти втрат на пересування та розбризування мастил.

В залежності від форми гвинтової поверхні різьби циліндричного черв'яка передачі бувають з архімедовим, конволютним і евольвентними черв'яками. Кожен з них вимагає особливого засобу нарізання.

Якщо різець, який має в січенні форму трапеції , встановити на верстаті так, щоби верхня площина різця А-А проходила через вісь черв'яка, то пр нарізанні одержуємо гвинтову поверхню, яка в січенні, перпендикулярному осі черв'яка, дає криву - *архімедову спіраль*. Черв'як з такою гвинтовою поверхнею називають архімедовим. Архімедовий черв'як в осьовому січенні має прямолінійний профіль витка, аналогічний інструментальній рейці. Кут між боковими сторонами профілю витка у стандартних черв'яків $2\alpha = 40^\circ$.

Якщо цей же різець повернути на кут підйому гвинтової лінії черв'яка ψ , так щоби верхня площина різця А-А була перпендикулярна гвинтовій лінії , то при нарізанні одержуємо гвинтову поверхню, яка в січенні, перпендикулярному осі черв'яка, дає криву – *конволюту*, а черв'як, відповідно, буде називатися конволютним.

Якщо різець встановити так, щоби верхня площина різця А-А, зміщена на деяку величину e , буде паралельна осі черв'яка, то при нарізанні одержуємо гвинтову поверхню, яка в січенні, перпендикулярному осі черв'яка, дає криву – *евольвенту кола*, а черв'як буде називатись евольвентним. Евольвентний черв'як представляє собою циліндричне косозубе колесо з евольвентним профілем та з кількістю зубів, яка дорівнює числу заходів черв'яка.

Практика показала, що при однаковій якості виготовлення форма профіля нарізання черв'яка мало впливає на процеспроможність передачі. Вибір профіля нарізання черв'яка залежить від засобу виготовлення та пов'язаний також із формою інструменту для нарізання черв'ячного колеса. На практиці найбільше розповсюдження одержали архімедові черв'яки.

Нарізання черв'яків та черв'ячних коліс

Архімедові черв'яки подібні ходовим гвинтам з трапецеїдальною різьбою. Основними засобами їх виготовлення є:

- 1) нарізання різцем на токарно-гвинторізному верстаті – цей спосіб точний, але малопродуктивний;

2) нарізання модульною фрезою на різбофрезельному верстаті – спосіб більш продуктивний;

Працеспроможність черв'ячної передачі залежить від міцності та шороховатості гвинтової поверхні різьби черв'яка, тому після нарізання різьби та термообробки черв'яки часто шліфують, а в окремих випадках полірують. Архімедові черв'яки використовують і без шліфування різьби, так як для шліфування їх потрібні круги фасонного профілю, що ускладнює обробку. Евольвентні черв'яки можна шліфувати плоскою стороною круга на спеціальних черв'ячно-шліфувальних верстатах.

Черв'ячні колеса частіше всього нарізають черв'ячними фрезами, причому черв'ячна фреза повинна бути копією черв'яка, з яким буде зачеплюватись черв'ячне колесо. При нарізанні заготовка колеса і фреза роблять такий же взаємний рух, який будуть мати черв'як та черв'ячне колесо при роботі.

Швидкість ковзання в передачі. Передаточне число.

Під час роботи черв'ячної передачі витки черв'яка ковзають по зубам черв'ячного колеса. **Швидкість ковзання** vs направлена по дотичній до гвинтової лінії зовнішнього циліндра черв'яка і визначається із паралелограму швидкостей.

Велике ковзання в черв'ячній передачі підвищує знос зубів черв'ячного колеса, збільшує заїдання.

Для черв'ячних передач передбачено 12 степенів точності. Для силових передач найбільше використовується 7 степінь точності.

Передаточне число n черв'ячної передачі визначають за умови, що за кожен оберт черв'яка колесо повертається на число зубів, яке дорівнює числу заходів черв'яка.

На практиці в силових передачах використовують черв'яки з числом витків $Z_1 = 1; 2; 4$. Із збільшенням Z_1 збільшуються технологічні труднощі виготовлення передачі і збільшується число зубів черв'ячного колеса Z_2 .

Щоб запобігти підрізування основи ніжки зуба в процесі нарізання зубів приймають $Z_2 > 26$. Оптимальним є $Z_2 = 40 \dots 60$. Діапазон передаточних чисел в цих передачах $n = 10 \dots 80$.

Сили в зачепленні.

В черв'ячній передачі, як і в зубчастих передачах, сила черв'яка сприймається не одним, а декількома зубами колеса.

Напрямом осьових сил черв'яка і черв'ячного колеса залежать від напрямку обертання черв'яка, а також від напрямку лінії заходу.

Матеріали черв'ячної пари.

Черв'як та колесо повинні утворювати антифрикаційну пару, мати високу міцність, зносостійкість та опір заїданню через значні швидкості ковзання в зачепленні.

Черв'яки виготовляють із середньовуглецевих сталей марок 40, 45, 50 або легованих сталей марок 40Х, 40ХН з поверхневим або об'ємним гартуванням до твердості 45...53 HRC. При цьому необхідне шліфування та полірування робочих поверхонь заходів.

Надійну роботу передачі забезпечують черв'яки із цементуємих сталей (15Х, 20Х та ін.) з міцністю після гартування 56...63 HRC.

Зубчасті віңці черв'ячних коліс виготовляють в основному з бронзи, причому вибір марки матеріалу залежить від швидкості ковзання v_s та тривалості роботи.

При високих швидкостях ковзання ($V_s = 5...25$ м/с) и для тривалої роботи рекомендуються олов'яні бронзи марок Бр010Ф1, Бр010Н1Ф1, які мають хороші антифрикційні властивості.

При середніх швидкостях ковзання ($V_s = 2...5$ м/с) використовують алюмінієву бронзу марки БрА9ЖЗЛ. Ця бронза має понижені протизадирні властивості, тому використовується в парі з гартованими до міцності >45 РКСз, шліфованими та полірованими черв'яками. В окремих випадках її використовують до $V_s = 8$ м/с.

При малих швидкостях ковзання ($V_s < 2$ м/с) черв'ячні колеса можна виготовляти із сірих чавунів марок СЧ12, СЧ15 та ін.

При виборі матеріалу колеса попередньо визначають швидкість ковзання, яку знаходять, по емпіричним формулам.

Практика показала, що термін служби бронзових вінців черв'ячних коліс сильно залежить від способу відливки заготовок. Більший опір зношенню чинять зуби вінців, які відлиті відцентрованим способом.

Види руйнувань зубів черв'ячних коліс.

В черв'ячній парі найменш міцним елементом є зуб колеса, для якого можливі всі види руйнувань та ушкоджень, які зустрічаються в зубчастих передачах, тобто викришування від втоми, зношування, заїдання та поломка зубів. Із перерахованих найрідше зустрічається поломка зубів колеса.

В передачах з колесами із олов'яних бронз (м'які матеріали) втомлене викришування робочих поверхонь зубів колеса найбільш небезпечне. Можливе і заїдання, яке проявляє себе в налипанні бронзи на червяк; січення зуба поступово зменшується, при цьому передача може ще продовжувати працювати тривалий час.

Заїдання в вінцях коліс із міцних бронз (алюмінієвих) переходить в задирання з наступним швидким зносом зубів колеса часинками бронзи, які приварилися до витків черв'яка. Цей вид руйнування зубів зустрічається найчастіше.

Для попередження заїдання рекомендується ретельно обробляти поверхні витків та зубів, використовувати матеріали з високими антифрикаційними властивостями.

Зношування зубів коліс черв'ячних передач залежить від ступеня забруднення мастила, точності монтажу, частоти пусків, а також від значень контактних напруг.

Злом зубів черв'ячних коліс відбувається в більшості випадків після зношування.

Допустимі навантаження для матеріалів вінців черв'ячних коліс.

Допустимі напруження знаходять за емпіричними формулами в залежності від матеріалів зубів колеса, міцності витків черв'яка, швидкості ковзання та ресурсу.

Допустимі контактні напруження ($[\sigma]_н$)

1. Для олов'яних бронз (Бр010Н1Ф1, Бр010Ф1 та ін.) $[\sigma]_H$ визначають із умови опору втомленому викришуванню робочих поверхонь зубів:

$$[\sigma]_H = K_{HL} C_u [\sigma]_H$$

2. Для безолов'яних бронз та латуней (БрА9ЖЗЛ, ЛЦ23А6ЖЗМу2 та ін) $[\sigma]_H$, визначають із умови опору заїдання:

$$[\sigma]_H = (250 \dots 300) - 25 V_s$$

3. Для чавунів (СЧ12, СЧ15 та ін.) $[\sigma]_H$ визначають із умов опору заїданню:

$$[\sigma]_H = 175 - 35 V_s$$

Для всіх черв'ячних передач (незалежно від матеріалу зуба колеса), якщо черв'як знаходиться за границею масляної ванни, значення $[\sigma]_H$ зменшуються на 15%.

Експериментально встановлено, що міцність зубів колеса на згинання залежить від матеріалу, ресурсу та характеру навантаження.

Розрахунок на міцність черв'ячних передач.

В черв'ячних передачах, аналогічно зубчастим, зуби черв'ячного колеса розраховують на контактну міцність та на згин. В черв'ячних передачах, крім викришування робочих поверхонь зубів, досить велика небезпека заїдань та зношування, які залежать від значень контактних напруг $[\sigma]_H$. Тому, для всіх черв'ячних передач розрахунок по контактним напругам являється основним, а розрахунок по напругам згину – перевірочним.

К.к.д. черв'ячних передач.

Роль змащування в черв'ячній передачі ще важливіша, ніж в зубчастій, так як в зачепленні відбувається ковзання витків черв'яка вздовж лінії зубів колеса. У випадку поганого змащування різко зростають втрати, можливе руйнування зубів.

Черв'ячна передача являється зубчато-гвинтовою, тому в ній є втрати, які властиві як зубчастій передачі, так і передачі гвинт-гайка. У загальному випадку к.к.д. черв'ячної передачі:

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_{z \cdot z} \cdot \eta_{г \cdot п} \cdot \eta_{р \cdot м}$$

де η_p , η_{z3} , $\eta_{вп}$, $\eta_{рм}$ – к.к.д., який враховує втрати відповідно в підшипниках, зубчатому зачепленні, гвинтовій парі, а також на розмішування та розбризкування мастила.

Практично к.к.д. черв'ячної передачі визначають за формулою, яка виведена для гвинтової пари, але яка розповсюджується і на черв'ячні передачі:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\psi + \varphi')}$$

Значення кута тертя φ' в залежності від швидкості ковзання V_s одержані експериментально для черв'ячних передач на опорах з підшипниками кочення, тобто в цих значеннях φ' враховані втрати потужності в підшипниках кочення, в зубчатому зачепленні і на розмішування та розбризкування мастила. Величина φ' значно зменшується при збільшенні V_s , так як при цьому в зоні зачеплення виникають благоприємні умови для утворення мастильного клину.

Із збільшенням кута підйому лінії витка Ψ зростає к.к.д. передачі. Із збільшенням Z і зменшенням q , в допустимих границях, забезпечується підвищення к.к.д. черв'ячної передачі.

На к.к.д. передачі впливає сорт мастила та шорсткість робочих поверхонь витків черв'яка, яка не повинна бути більшою за 0,63 мкм.

Черв'ячні передачі мають порівняно низький к.к.д., що обмежує границі їх використання.

Тепловий розрахунок.

При роботі черв'ячних передач виділяється велика кількість тепла. Втрачена потужність P_1 на тертя в зачепленні і підшипниках, а також на розмішування та розбризкування мастила переходить в тепло, яке нагріває мастило, а воно через стінки корпусу передає це тепло навколишньому середовищу. Якщо відвід тепла недостатній, передача перегрівается. При перегріванні мастильні властивості мастила різко погіршуються (його в'язкість падає) і виникає небезпека заїдання, що може привести до виходу передачі з роботи.

Тепловий розрахунок черв'ячної передачі при встановленому режимі роботи визначається на основі теплового балансу, тобто рівності тепловиділення Q_v і тепловіддачі Q_o .

Кількість тепла, яке виділяється в безперервно працюючій передачі за одну секунду

$$Q_v = (1 - \eta) P.$$

де η – к.к.д. червячної передачі

Кількість тепла, яке відводиться зовнішньою поверхнею корпусу за одну секунду

$$Q_o = K_T (t_m - t_d) A$$

Де A – площа поверхні корпусу.

Конструктивні елементи черв'ячної передачі

У більшості випадків черв'як виготовляють як одне ціле з валом. При конструюванні черв'яка необхідно передбачити вільний вихід інструменту при нарізанні та шліфуванні витків.

Для економії бронзи зубчатий вінець черв'ячного колеса виготовляють окремо від чавунного або сталевго диска.

В машинобудуванні використовують наступні конструкції вінців черв'ячних коліс:

1. З напресованим вінцем (бандажана конструкція) – бронзовий вінець насаджений на сталевий диск з натягом. Ця конструкція використовується при невеликому діаметрі коліс в дрібносерійному виробництві.
2. З прикрученим вінцем (болтова конструкція) – бронзовий вінець з фланцем закріплюють болтами до диску. Фланець виконують симетрично відносно вінця для зменшення температурних деформацій зубів. Осьове положення зубчастого вінця регулюють набором металевих прокладок. Таку конструкцію використовують при значних діаметрах коліс (> 400 мм).
3. З вінцем, який відлитий на сталевому центрі – сталевий центр вставляють в форму, в яку заливають бронзу для одержання вінця. Цю конструкцію використовують в серійному та масовому виробництві.

У всіх випадках чистову обробку заготовки колеса і нарізання зубів виконують після закріплення вінця на диску.

Розміри елементів диска визначають по співвідношенням, які рекомендують для циліндричних зубчастих коліс.

2.6. Планетарні передачі

Планетарні механізми з'явилися на американських автомобілях на початку цього століття. Їх використання на легкових автомобілях і вантажівках малої вантажопідйомності було обумовлено незаперечною перевагою: мінімальні габарити в порівнянні зі звичайними зубчастими передачами. Вальні коробки передач з ковзаючими зубчастими колесами на ранніх етапах розвитку не мали синхронізаторів, і це вимагало особливої кваліфікації при перемиканні передач.

Перші планетарні коробки передач мали тільки дві передачі, хоча є інформація про те, що в 1906 році Кадилак використовував планетарний механізм, який реалізує три передачі. Ранні конструкції планетарних коробок передач мали ряд істотних недоліків. Вони були шумні, мали малу довговічність підшипників (у той час для установки шестерень на вали використовувалися підшипники ковзання) і через перекося викликані їх нерівномірним зносом вібрували при включенні стрічкових гальм.

Поява вальних коробок передач з пересувними каретками привела, в кінцевому результаті, до їх більшої популярності в порівнянні з планетарними коробками, і, практично, до повсюдного їх використання на легкових автомобілях і вантажівках. Однак, на автомобілі Форд-Т, планетарна коробка використовувалася аж до 1928 року.

Планетарні передачі були знову використані в 1930 році Borg-Warner в автоматичній коробці передач "Дженерал Моторс" Hydra-Matic. Проведений великий обсяг досліджень, а також використання косозубих зачеплень, легованих сталей, термообробки металу і голчастих підшипників усунули багато недоліків ранніх конструкцій планетарних передач. Планетарні передачі сьогодні мають найширший діапазон використання в легкових автомобілях, вантажівках і гусеничній техніці.

Основні поняття.

Визначимо загальні поняття, що використовуються при розгляді зубчастих передач.

Передавальне відношення механізму, це відношення частоти обертання ведучого вала до частоти обертання веденого вала.

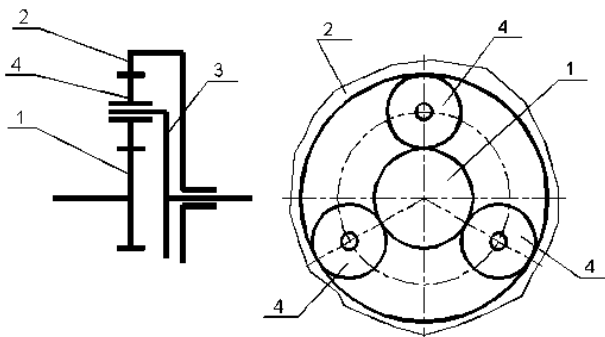
Знижувальна передача. Передача, передавальне відношення якої за абсолютною величиною більше 1. В цьому випадку крутний момент на веденому валу механізму більше моменту на привідному валу на величину передавального відношення, а частота обертання веденого вала на цю ж величину менше частоти обертання ведучого вала.

Підвищувальна передача. Передача, передавальне відношення якої за абсолютною величиною менше 1. В цьому випадку крутний момент на веденому валу механізму менше моменту на привідному валу на величину передавального відношення, а частота обертання веденого вала на цю ж величину більше частоти обертання ведучого вала.

Пряма передача. Передача, передавальне відношення якої дорівнює 1, тобто крутний момент і частота обертання веденого вала залишаються рівні частоті обертання і моменту привідного вала.

Будова і властивості планетарного ряду (механізму).

Конструкції планетарних рядів досить різноманітні. Розглянемо пристрій планетарного ряду на прикладі найбільш простого і часто використовуваного. Він складається з малого центрального колеса (сонця), яке знаходиться в постійному зачепленні з шестернями, які називаються сателітами. Сателіти можуть обертатися щодо осей, встановлених у водило. Зубчасте колесо із внутрішнім зачепленням, яке називається великим центральним колесом (короною), знаходиться в постійному зачепленні з сателітами і оточує всю конструкцію. Слід зазначити, що мале центральне колесо, водило і велике центральне колесо обертаються щодо однієї загальної осі, в той час, як сателіти планетарної передачі обертаються щодо власних осей і разом з водилом щодо загальної осі. При цьому слід зазначити, що сателіти планетарної передачі є складовою частиною водила.



Мал. 2.37 1 – мале центральне колесо; 3 – водило; 2 – велике центральне колесо; 4 – сателіти

Назва цього механізму походить від сателітів, які подібно планетам, обертаються щодо своїх осей і в той же час навколо малого центрального колеса (сонця).

Що ж так приваблює конструкторів до планетарних механізмів? Тут можна перерахувати кілька пунктів:

1. Всі елементи планетарної передачі обертаються щодо загальної осі, що робить її компактною.

2. Планетарні передачі, не дивлячись на їх компактні розміри, можуть передавати великий крутний момент у порівнянні з іншими типами передачі. Це пояснюється тим, що момент передається кількома сателітами планетарної передачі, що дозволяє значно знизити контактні напруги на поверхнях зубів при передачі моменту.

3. Розташування елементів планетарного ряду дозволяє відносно легко здійснювати їх систему управління (мається на увазі обладнання гальмами і блокувальними муфтами).

4. При вдалому виборі кінематичної схеми ККД таких передач має високе значення.

Основним параметром, що визначає властивості планетарного ряду, є внутрішнє передавальне відношення. У загальному випадку планетарний ряд характеризується шістьма внутрішніми передавальними відношеннями. Однак, на практиці звичайно використовується тільки одне, яке визначається як відношення частоти обертання малого центрального до частоти

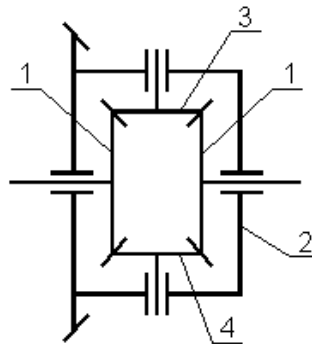
обертання великого центрального колеса при зупиненому водилі:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\varphi_2} \Big|_{\omega_3=0}$$

де

- 1 - індекс малого центрального колеса;
- 2 - індекс великого центрального колеса;
- 3 - індекс водила.

В залежності від того, як обертаються центральні колеса при зупиненому водилі, внутрішнє передавальне відношення планетарного ряду може бути або позитивним, або негативним. Якщо вони обертаються в одному і тому ж напрямку, то внутрішнє передавальне відношення позитивне, в іншому випадку воно негативне. Так для простого планетарного ряду, представленого на мал. 2.37, центральні колеса при зупинці водила будуть обертатися в різних напрямках, і, отже, внутрішнє передавальне відношення цього ряду - негативне.



Мал. 2.38 1 – центральне колесо; 2 – водило; 3 – сателіти

Всі планетарні ряди в залежності від знаку внутрішнього передавального відношення, визначеного при зупиненому водилі, розділяються на два класи:

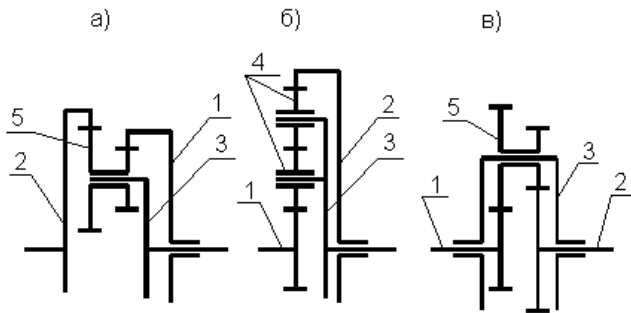
- 1) планетарні ряди з позитивним внутрішнім передавальним відношенням.

2) планетарні ряди з негативним внутрішнім передавальним відношенням.

Як уже зазначалося, кінематичних схем побудови планетарних рядів є досить велика кількість. Найбільш відомим планетарним механізмом є диференціал, без якого не обходиться не один сучасний автомобіль.

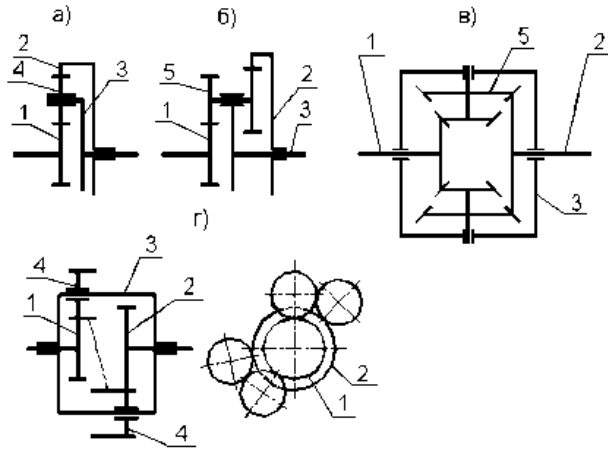
Відмінною особливістю диференціала є те, що він має центральні колеса однакового розміру, тому внутрішнє передавальне відношення цього механізму дорівнює -1 . Мінус, очевидно, означає, що диференціал відноситься до другого класу планетарних механізмів, тобто при зупиненому водиле центральні колеса обертаються в різні боки.

Розглянемо інші типи планетарних рядів. На малюнку 3 представлені планетарні ряди, пов'язані з першого класу.



Мал. 2.39 1 – мале центральне колесо; 2 – велике центральне колесо, 3 – водило; 4 – одновенцові сателіти; 5 – двухвенцові сателіти.

Приклади побудови планетарних рядів, що відносяться до другого класу, представлені на малюнку 2.40.



Мал. 2.40 1 – мале центральне колесо; 2 – велике центральне колесо; 3 – водило; 4 – сателіти; 5 – двухвенцові сателіти

Планетарні ряди, зображені на малюнках а, б, в, г, побудовані з використанням двухвінцевих сателітів. Планетарний ряд, побудований за схемою в, носить назву несиметричного диференціала, а ряд, представлений на малюнку г називається планетарним зі зчепленими сателітами.

Як видно з наведених прикладів, планетарний ряд можна побудувати, використовуючи тільки внутрішнє зачеплення, тільки зовнішнє зачеплення, тільки конічні передачі або з використанням внутрішнього і зовнішнього зачеплень. Рівняння, що зв'язує кутові швидкості (ω) трьох основних ланок будь-якого планетарного ряду (не залежно від схеми побудови) виглядає наступним чином:

$$(1 - i_{12})\omega_3 = \omega_1 - i\omega_2 ,$$

- де 1 - індекс малого центрального колеса;
- 2 - індекс великого центрального колеса;
- 3 - індекс водила.

Як, визначити величину внутрішнього передавального відношення планетарного ряду i_{12} . Модуль цієї величини можна легко визначити, знаючи число зубів шестерень, що входять до

складу планетарного ряду. Для планетарних рядів з одновінцевими і зчепленими сателітами

$$|i_{12}| = z_2/z_1,$$

де z_1 - число зубів малого центрального колеса;

z_2 - число зубів великого центрального колеса.

Для планетарних рядів з двухвнцевими сателітами ця величина може бути визначена наступним чином:

$$|i_{12}| = z_2 z_{ст1} / z_1 z_{ст2},$$

де $Z_{ст1}$ - число зубів сателіта, зчепленого з малим центральним колесом; $Z_{ст2}$ - число зубів сателіта, зчепленого з великим центральним колесом.

Таким чином, знаючи величину внутрішнього передавального відношення, а для конкретного планетарного ряду вона постійна, і маючи залежність, що зв'язує кутові швидкості трьох основних ланок планетарного ряду, можна визначити властивості цього механізму.

1. Властивість блокування планетарного ряду.

Якщо кутові швидкості двох ланок планетарного ряду рівні, то і кутова швидкість третьої ланки буде дорівнює кутовій швидкості цих двох ланок. Нехай, наприклад, $\omega_1 = \omega_3$, тоді

$$(1 - i_{12})\omega_1 = \omega_1 - i\omega_2$$

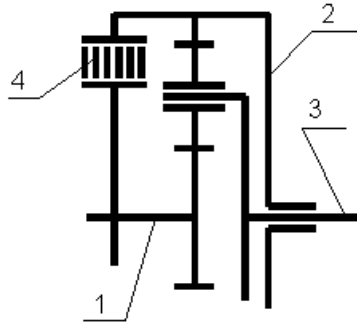
або

$$-i_{12}\omega_1 = -i\omega_2 \rightarrow \omega_1 = \omega_2 = \omega_3$$

тобто кутові швидкості всіх ланок в цьому випадку рівні, і планетарний ряд буде обертатися як одне ціле тіло. Аналогічний результат можна отримати і в двох інших випадках, коли $\omega_1 = \omega_2$ і $\omega_2 = \omega_3$. Звідси випливає відома властивість блокування планетарного ряду: якщо встановити блокувальну муфту між будь-якими двома ланками планетарного ряду (мал. 2.41), то при її включенні планетарний ряд буде заблокований, і його передавальне відношення дорівнюватиме 1.

2. Властивість працювати в редукторному режимі.

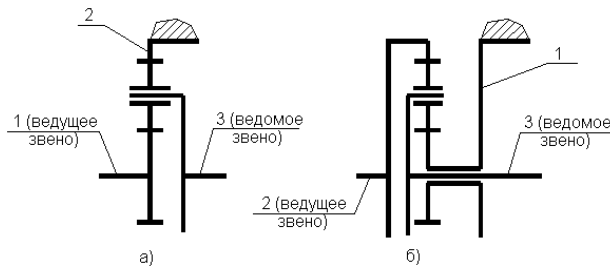
Розглянемо цю властивість на прикладі планетарного ряду другого класу, тобто з негативним внутрішнім передавальним відношенням ($i_{12} < 0$). Тут можливі два варіанти.



Мал. 2.41 1 – мале центральне колесо; 2 – велике центральне колесо; 3 – водило; 4 – блокувальна муфта

Перший. Нехай велике центральне колесо буде зупинено ($2=0$), водило буде веденим ланкою планетарного ряду, а мале центральне колесо – провідною ланкою (мал. 2.42, а). Тоді передавальне відношення механізму буде визначатися наступною залежністю:

$$i_{13} = \omega_1 / \omega_3 = 1 - i_{12}$$



Мал. 2.42 Варіанти роботи планетарного ряду в режимі редуктора

Тобто отримаємо редуктор, передавальне відношення якого на одиницю більше внутрішнього передавального відношення самого планетарного ряду.

Другий. Нехай велике центральне колесо буде провідною ланкою планетарного ряду, водило – веденою ланкою, а мале центральне колесо – зупинено. Тоді отримаємо:

$$i_{23} = \omega_2 / \omega_3 = -(1 - i_{12}) / i_{12}$$

тобто отримаємо редуктор, передавальне відношення якого близько до одиниці.

3. Властивість працювати в режимі підвищеної передачі.

Знову-таки, розглянемо цю властивість на прикладі планетарного ряду другого класу, тобто з негативним внутрішнім передавальним відношенням ($i_{12} < 0$). Тут також можливі два варіанти.

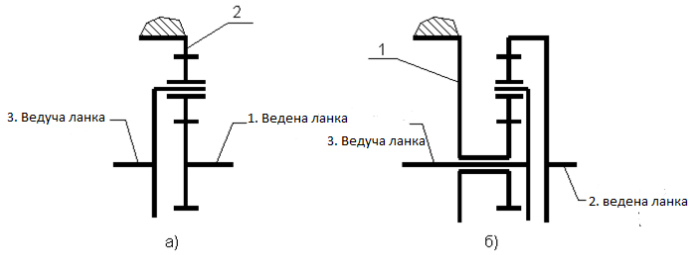
Перший. Нехай велике центральне колесо буде зупинено, водило – провідною ланкою планетарного ряду, а мале центральне колесо – веденою ланкою. Тоді передавальне відношення механізму буде визначатися наступною залежністю:

$$i_{31} = \omega_3 / \omega_1 = 1 / (1 - i_{12})$$

Другий. Нехай велике центральне колесо буде веденою ланкою планетарного ряду, водило – провідною ланкою планетарного ряду, а мале центральне колесо – зупинено (Мал. 2.43, б) передавальне відношення механізму буде визначатися наступною залежністю:

$$i_{32} = \omega_3 / \omega_2 = i_{12} / (1 - i_{12})$$

Аналіз отриманої залежності показує, що в цьому випадку буде отримана підвищувальна передача з передавальним відношенням близьким до одиниці.



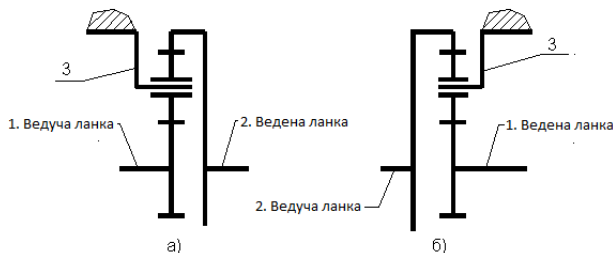
Мал. 2.43 Варіанти роботи планетарного ряду в режимі підвищеної передачі

4. Властивість реверсивності.

Використання цієї властивості дозволяє організувати передачу заднього ходу. Так само, як і в трьох попередніх випадках досліджуємо можливості реверсивної властивості на прикладі планетарного ряду другого класу. Тут можливі, знову-таки два варіанти.

Перший. Нехай велике центральне колесо буде веденою ланкою планетарного ряду, водило - зупинено ($3 = 0$), а мале центральне колесо – провідною ланкою (мал. 2.44). Тоді відповідно до (1) передавальне відношення механізму дорівнюватиме внутрішньому передавальному відношенню планетарного ряду:

$$i_{12} = \omega_1 / \omega_2 = i_{12}.$$



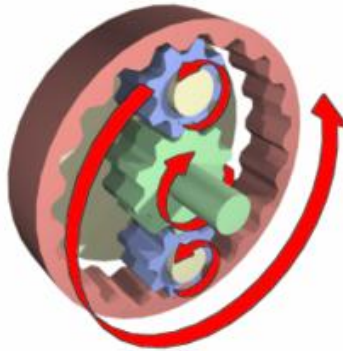
Мал. 2.44 Варіанти роботи планетарного ряду в режимі передачі заднього ходу

Оскільки для планетарних механізмів другого класу внутрішнє передавальне відношення негативне, то отримуємо редуктор з негативним передавальним відношенням.

Другий. Нехай велике центральне колесо буде провідною ланкою планетарного ряду, водило - зупинено а мале центральне колесо - веденим ланкою (мал. 2.44). Тоді

$$i_{21} = \omega_2 / \omega_1 = 1 / i_{12}.$$

Тобто отримуємо мультиплікатор з негативним передавальним відношенням.



Мал. 2.45 Планетарний механізм

Планетарна переда́ча (планетарний механізм) — механічна передача на основі зубчастих коліс, у якій геометричні осі одного або декількох коліс (сателітів) є рухомими. Планетарні передачі з одним ступенем свободи називають *звичайними (типовими)*, планетарні передачі з двома ступенями свободи називають *диференціалами*. Застосовуються у транспортних і вантажопідйомних машинах, приводах верстатів т. д.

Елементи планетарної передачі.

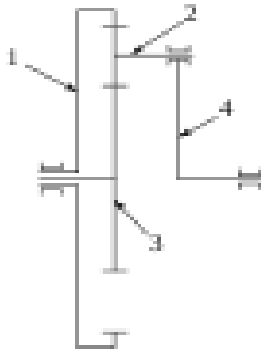
Деталі планетарного механізму мають спеціальні назви:

- зубчасте колесо із зовнішніми зубами, котре розташоване в центрі механізму, називається *центральним* або *сонячним*;
- колесо з внутрішніми зубами називають *короною* або *епіциклом*;
- колеса, осі яких рухомі, називають *сателітами*;
- рухома ланка, на якій встановлено сателіти, називають *водилом*. Його на кінематичних схемах зазвичай позначають або цифрою, або латинською буквою *h*.

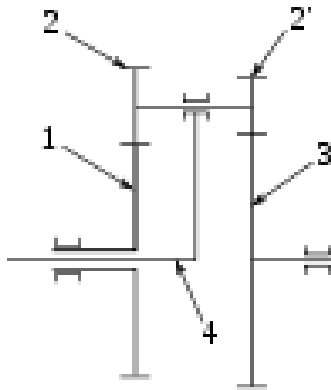
Види планетарних передач.

До типових планетарних передач відносяться:

- однорядний планетарний механізм (планетарний механізм Джемса);
- дворядний планетарний механізм (редуктор Давида):
 - з одним зовнішнім і одним внутрішнім зачепленням;
 - з двома зовнішніми зачепленнями;
 - з двома внутрішніми зачепленнями.



Мал. 2.46 Однорядний планетарний механізм



Мал. 2.47 Дворядний планетарний механізм з двома зовнішніми зачепленнями

2.7 Гвинтові передачі

Гвинтова передача - механічна передача, що перетворює обертовий рух в лінійний, осьовий. У загальному випадку вона складається з гвинта і гайки.

Гвинтові передачі діляться на:

- 1) передачі ковзання;
- 2) передачі кочення, які за виконанням тіл кочення діляться на:
 - 3) кулькогвинтові передачі кочення;
 - 4) роликотвинтові передачі кочення.

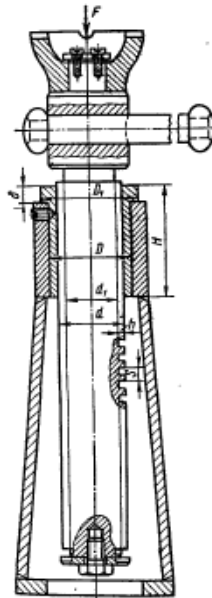
Переваги передач гвинт-гайка:

- можливість отримання повільного руху і високої точності переміщень при простій і недорогій конструкції передачі,
- велика несуча здатність і компактність.

Недолік передачі - низький К.К.Д. Передачі гвинт-гайка застосовують в самих різних машинобудівних конструкціях, таких, наприклад, як підйомно-транспортні машини (домкрати, механізми зміни вильоту кранів, пічні штовхачі), верстати (механізми подачі робочих інструментів та здійснення точних ділильних переміщень), вимірювальні прилади (механізми для точних переміщень, регулювання та настройки), прокатні стани

(натискні гвинти, регульовально-настановні механізми підшипників), гвинтові преси та ін.

По конструкції гвинт являє собою циліндричний стержень з різьбою на значній частині довжини; гайку в більшості випадків виконують у формі втулки з фланцем для осьового кріплення (мал. 2.48) гайки. В окремих передачах застосовують гвинти і гайки більш складних конструкцій. Відповідно призначенням передавальних (вантажних і ходових) гвинтів різьби їх повинні забезпечувати найменше тертя між гвинтом і гайкою. Цій умові відповідає прямокутна різьба але через неможливість нарізування на різьбофрезерних верстатах і невисокої міцності прямокутну різьбу застосовують для передавальних гвинтів порівняно рідко і вона не стандартизована.



Мал. 2.48 Гвинтовий домкрат

Гвинтова передача ковзання.

Передачі ковзання зберегли застосування завдяки простоті конструкції.

На відміну від кріпильних різьб, в яких важлива підвищена надійність проти самовідгвинчування, в передавальних (вантажних і ходових) гвинтах важливо мале тертя. Тому для цих гвинтів застосовують різьбу з малими кутами профілю - трапецеїдальними. Трапецеїдальна різьба в основному діапазоні діаметрів виконується дрібною, середньою і великою. Основне застосування має середня різьба. Дрібну різьбу застосовують для переміщень підвищеної точності і малих переміщень. Велику різьбу застосовують у важких за критерієм зношування умовах роботи.

Для дуже точних переміщень застосовують трапецеїдальну різьбу зі зменшеним кутом профілю і прямокутні різьби, перевагою яких є менший вплив неминучого радіального биття гвинта на точність переміщень, а також дещо менші втрати на тертя.

Недоліком прямокутної різьби, що перешкоджає її розповсюдженню, є трудність виготовлення, тобто неможливість остаточної обробки фрезеруванням і шліфуванням.

Для точних гвинтів ділільних і вимірвальних машин іноді застосовують трикутні різьби з кутом профілю 30° або навіть 60° , які можуть бути виготовлені з малими кроками. Для гвинтів, схильних до великих односторонніх осьових-навантажень, наприклад, в пресах, натискних пристроях прокатних станів застосовують дрібну різьбу.

Матеріали гвинтів в першу чергу повинні мати достатньо високу зносостійкість і хорошу оброблюваність. Матеріали важконавантажених гвинтів повинні мати високу міцність, а точних гвинтів - не мати залишкових напруг. Слабонапружені і тихохідні гвинти, які не піддаються гартуванню, виготовляють із сталей 45, 50 або А45, А50 і А40Г (з вмістом 0,15-0,5% свинцю), та піддаються гартуванню - зі сталей 65Г, 40Х та інші; азотування - зі сталей 40ХФА, 18ХГТ. Азотування забезпечує високу зносостійкість і мінімальне деформування при зміцненні. Тому його рекомендують застосовувати для ходових гвинтів

верстатів. Підвищити зносостійкість гвинтів можна електромеханічним зміцненням (суміщенням наклепу і поверхневого гарту).

Матеріал гайок - бронзи олов'яні БрО10Ф1, Бр04Ц7С5 та інші і цинковий сплав ЦАМ 10-5, а при малих швидкостях і навантаженнях - антифрикційний чавун. Гайки великих і середніх діаметрів заливають антифрикційним сплавом.

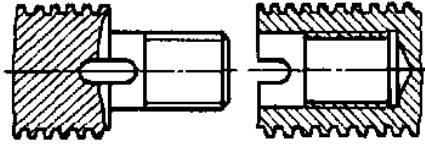
Різьбу на гвинтах виготовляють нарізуванням, фрезеруванням, а також накаткою. Точні різьби після термічної обробки шліфують.

Передача гвинт – гайка може бути виконана з обертовим гвинтом і поступально переміщувальною гайкою (найбільш поширене виконання), з обертовим і одночасно поступально-переміщувальним гвинтом при нерухомій гайці (прості домкрати), а також з обертовою гайкою і поступально-переміщувальним гвинтом. Для збільшення ходу застосовують телескопічні конструкції з двома гвинтовими парами.

Для дуже повільних переміщень застосовують гвинти з диференціальними різьбами, тобто з двома різьбами одного напрямку, але з різними кроками. При повороті гвинта на один оберт рухомий вузол переміщається на величину, рівну різниці кроків різьб, яка може бути дуже малою.

У деяких випадках застосовують передачі диференціального типу з обертанням і гвинта, і гайки. Ці передачі дозволяють здійснювати привід і складання рухів від двох джерел. Наприклад, в механічних самохідних головках верстатів привід робочої подачі часто здійснюється від головного двигуна обертанням гвинта, а швидке відведення і підведення від іншого двигуна - обертанням гайки.

Довгі гвинти для полегшення виготовлення виконують складовими. З'єднання здійснюється згвинчуванням (мал. 2.49) з додатковим кріпленням за допомогою клинів або конічних штифтів. Рідше застосовують зварювання.



Мал. 2.49 З'єднання ходових гвинтів

Гвинти звичайно встановлюють на двох опорах, розташованих по кінцях. Короткі гвинти виконують з однією опорою, причому другою опорою служить гайка. Осьову фіксацію обертових гвинтів від переміщень в обидві сторони здійснюють зазвичай в одній опорі. Довгі гвинти іноді фіксують у двох опорах, щоб гвинт в обидві сторони працював на розтяг.

Прості гайки ковзання виконують у формі втулок з фланцем для осьового кріплення, (мал. 2.50, а, б). Обертові гайки підтримуються підшипниками ковзання, що охоплюють гайку, і кульковими підп'ятниками або підшипниками кочення.

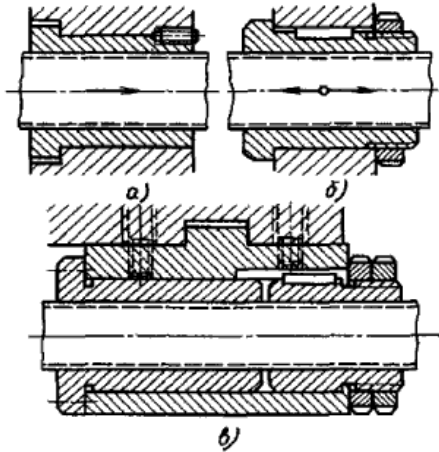
Гайки для точних переміщень вузлів, із знакозмінними навантаженими, виконують з компенсацією зазору. Це досягається застосуванням здвоєних гайок, які для регулювання зміщуються одна відносно іншої в осьовому напрямку, (мал. 2.50, б).

Гвинтова передача кочення

Гвинтові передачі кочення застосовують у механізмах точних переміщень у відповідальних силових передачах.

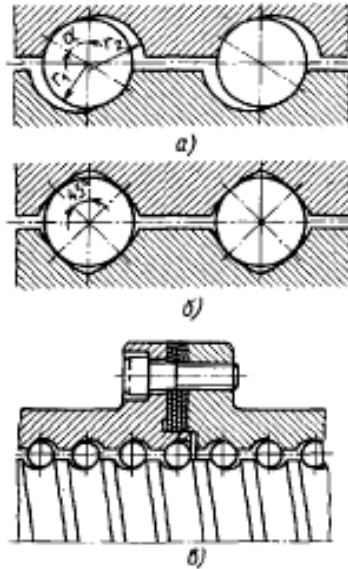
ККД передач кочення (без попереднього натягу) досягає 0,9. Сили тертя в передачах залежать від швидкості. У різьбах в більшості випадків повністю вибирається зазор і створюється попередній натяг, що забезпечує високу осьову жорсткість.

Основне застосування у гвинтовій передачі кочення мають кулькові передачі. На гвинті і в гайці виконують гвинтові канавки, які служать доріжками для кульок. Найбільше поширення має напівкруглий профіль канавок з радіусом, що перевищує на 3 ... 5% радіуси кульок, із кутом контакту кульки = 45°, (мал. 2.51, а).



Мал. 2.50 Гайки ковзання

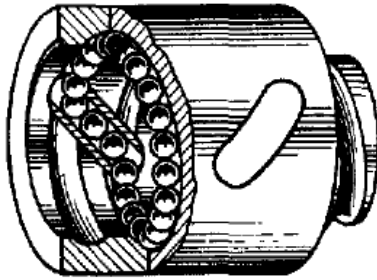
При неприпустимості осьових зазорів гайки з цим профілем роблять здвоєними і змішують одну відносно іншої в осьовому напрямку прокладками (мал.2.51, в) або пружинами, іноді шляхом повороту. Успішно застосовують також профіль «стрілчаста арка» (мал. 2.51, б), який важче у виготовленні, але дозволяє створити попередній натяг підбором діаметрів кульок.



Мал. 2.51 Кулькова пара гвинт – гайка

У більшості конструкцій кульки переміщуються по замкнутій траєкторії в гайці. Викочуючись з різьби, вони повертаються у вихідне положення по обох каналах, які виконані в спеціальних вкладишах, (мал. 2.52), вставлених у вікна гайки. Кульки не виходять з контакту з гвинтом, а перевалюються через виступ різьби. Зазвичай в гайці передбачають три вкладиші, і їх розташовують під кутом 120° один до іншого, причому кульки розділені на три незалежні циркулюючі групи.

Робочі поверхні гартують до твердості 60 HRC і вище. Гвинти виготовляють з сталей: ХВГ і 7ХГ 2ВМ з об'ємним гартром, 8ХФ з гартуванням при індукційному нагріві і 20ХЗМВФ з азотуванням. Для гайок застосовують сталі 9ХС, ШХ15, ХВГ з об'ємним гартуванням.



Мал. 2.52 Пристрій повернення кульок в гайці кочення

Передачі вимагають високої точності виготовлення. Для забезпечення точності позиціонування (установки вузлів в задане положення), коливання моменту сили тертя в різьбі повинні бути мінімальними. Передачі вимагають ретельного захисту від забруднень, яка переважно забезпечується гармонікообразними чохлами і пластмасовими ущільнювальними гайками з двома або трьома опуклими витками за профілем канавок. Ущільнюючі гайки кріпляться до кожного торця основної гайки.

Кульково-гвинтова передача (КГП або ПГГК - передача гвинт-гайка кочення) є механізмом для перетворення обертального руху в поступальний і навпаки.

В даний час кулькові гвинтові передачі широко застосовують у виконавчих механізмах, у відстежних системах і у відповідальних силових передачах (верстатобудування, робототехніка, авіаційна і космічна техніка, залізничний транспорт, виробництво дорожніх машин, атомна енергетика тощо). Завдяки компактним розмірам і простоті конструкції КГП можуть бути вільно інтегровані в різноманітні машини і механізми, зокрема із гідравлічним і пневматичним приводом.

Одним з найперспективніших сьогодні напрямів застосування КГП в машинобудуванні є створення і використання на їхній основі готових мехатронних вузлів переміщення. Такі вузли, або модулі, можуть включати до свого складу крім КГП алюмінієвий або сталевий профіль (як

внутрішня утримуюча рама або несучий корпус), приводний електродвигун, контрольно-вимірювальні прилади і елементи управління.

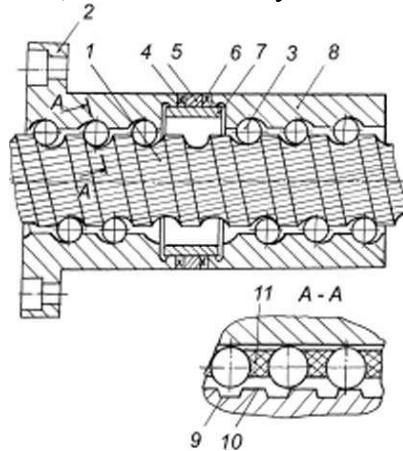
Головні переваги кулькових гвинтових передач:

— низькі втрати на тертя, як наслідок, можливість використання менш потужного двигуна і меншої кількості мастила: майже повна незалежність сили тертя від швидкості і дуже мале тертя спокою, що сприяє забезпеченню рівномірності (плавності) руху;

— к.к.д. передач досягає значення 0.95 в порівнянні з к.к.д. передач гвинт-гайка ковзання (для цих передач к.к.д. становить від 0.2 до 0.4):

— можливість повного усунення зазорів і створення натягу, що забезпечує високу осьову жорсткість, що в свою чергу підвищує навантажуваність передачі при малих габаритах:

— невеликий нагрів в процесі роботи, висока швидкодія і точність позиціонування, великий експлуатаційний ресурс.



Мал. 2.53

Широке застосування КГП обумовлює необхідність постійного підвищення їхньої зносостійкості, довговічності, коефіцієнта корисної дії, жорсткості і здатності навантаження. Проте навіть створення якісно нових КГП не вирішило остаточно питання зносу і довговічності таких приводів.

Постають нові завдання, які пов'язані з поверненням тіл кочення, осьовою жорсткістю гвинта і навантажністю КГП, чутливістю гайки до дії радіальних сил. а також з вирішенням протиріччя «навантаження-точність» Зазначене спонукає до необхідності пошуку принципово нових технічних рішень при створенні КГП.

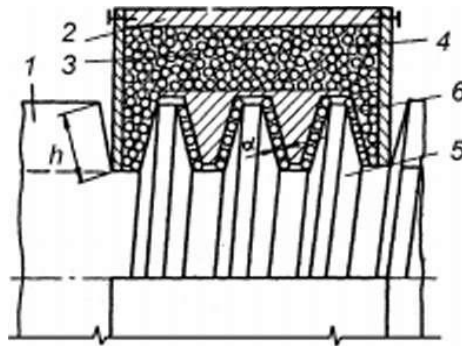
Далі розглянуті схеми і конструкції, що висвітлюють вирішення окремих аспектів вказаної проблеми.

При конструюванні КГП особливу увагу приділяють осьовій жорсткості гвинта. Відомі такі напрямки її підвищення: гвинт встановлюють на декількох опорах, в конструкцію передачі вводять додатково тіла кочення, корпус КГП виготовляють у вигляді котушки, у фланцях якої закріплені підшипники. Проте КГП з підвищеною жорсткістю гвинта мають, як правило, великі габарити. Для його зменшення і підвищення навантаженості водять додаткові тіла кочення меншого діаметру або замінюють їх роликками з конічною поверхнею, зменшують габаритні розміри пристрою для регулювання натягу, використовують додаткові елементи з антифрикційних матеріалів . Відомо, що чим менший діаметр тіл кочення і більше їх число, тим вище навантажність КГП. КГП (мал.2.54) містить гвинт 1 і гайку 2, яка взаємодіє з гвинтом 1 і в якій виконаний канал 3 повернення кульок 4. Кульки 4 розміщені між прямолінійними в осьовому перетині робочими поверхнями 5 і 6 гвинта 1 і гайки 2, а також в порожнині каналу 3. Робочі поверхні 5 і 6 витків різьблення є рівновіддаленими відносно один одного, а вихідні перерізи каналу 3 відповідають зазору між поверхнями 5 і 6. При обертанні гвинта 1 або гайки 2 відносно один одного кульки 4 заходять в канал 3, витісняють кульки, що знаходяться в ньому, з вихідного отвору каналу 3. При цьому на виході кульки розташовуються відповідно профілю вихідного каналу 3, тобто по всій висоті витків різьби.

Проте при значному збільшенні числа кульок стає утрудненим їхнє повернення в початкове положення і регулювання КГП. Для спрощення пристрою регулювання привода гайкам надається можливість осьового зсуву . На їхніх

поверхнях виконують прорізи, пази або різьбу одного напрямку, але з різним кроком .

Спрощення конструкції КГП приводить, як правило, до ускладнення технології її виготовлення. У сучасному машинобудуванні намітилася тенденція до спрощення форми каналів повернення кульок. Їх виконують у вигляді напівкруглих канавок або пазів на пластинах, що розміщуються в циліндрових обоймах . Створена КГП, в якій сепаратор є гнучкою замкнутою стрічкою.



Мал. 2.54 Кульково-гвинтова передача

У КГП (мал. 2.55) відсутній канал повернення тіл кочення. Її основні елементи: гвинт 1, кульки 3, гнучкий сепаратор 9, півгайки 8 із зубчатыми вінцями торців 4 і 6, зубчата муфта 5, центрувальна втулка 7.

На зовнішній поверхні 10 гвинта перпендикулярно до його робочих витків виконані канавки 11. При обертанні гвинта відносно закріплених півгайок кульки здійснюють такі рухи: при дотику з поверхнею 10 і подальшому контакті з нею вони сприймають навантаження і під дією сили тертя переміщуються з гвинтом до початку контакту з канавками 11; при попаданні кульок в канавки вони під дією пружних сил сепаратора повертаються в початкове положення: при новому контакті кульок з поверхнею 10 процес повторюється. Розміри канавок 11

і їхнє число вибирають так, щоб забезпечити рівномірний розподіл навантаження по всіх кульках, що знаходяться в сепараторі.

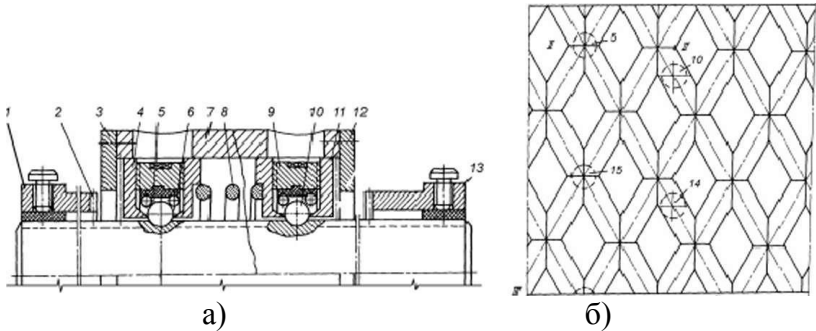
Для особливо відповідальних механізмів, які потребують високу кінематичну точність, запропоновані конструкції КГП з гайкою, що має вставки з компенсвальними елементами, а також з гайкою, що є втулкою із запресованою в неї тонкостінною гільзою або втулкою із додатковими різбовими елементами. Дія підвищення точності реверсування запропонована КГП (мал. 2.55, а), що містить такі елементи: багатозахідний гвинт 1 з правою і лівою різбою, корпус 7, гайки 4 і 11, пружину 8, кришки 3 і 12, престаєвні упори 2 і 13, великі кульки 5, 10, 14 і 15, дрібні кульки 6 і затіри 9.

Великі кульки встановлені в гайках на опорах кочення - дрібних кульках, розміщених в поглибленні затірів 9. Кульки 5 до 14 утворюють пару, яка входить в канавку 1-І гвинта (мал. 2.55, б). При обертанні корпусу 7 великі кульки, перекочуючись по канавках одного напрямку, переміщують гвинт в осьовому напрямі до контакту упору 2 закріпленого на гвинті, з гайкою 4. При цьому торцьові зуби упору і гайки 4 входять в зачеплення і надають обертання упору. При поступальному русі гайки 4 виводяться із зачеплення торцьові зуби кришки 3 і гайки 4, звільняючи останню від фіксації з корпусом.

Подальше переміщення гайки 4 спричиняє стиснення пружини 8, яке продовжується до тих пір, поки кулька 10 не вийде на лінію II - II. При цьому кульки 10 і 14 знаходяться на перетині ліній праві і лівої різби, а стисла пружина отримує можливість переведення кульок 14 і 15 в канавки III — III.

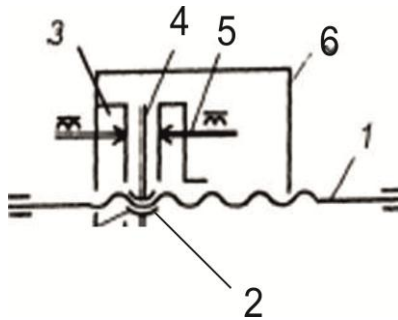
При подальшому обертанні корпусу кульки 10 і 14 перекочуються по канавках протилежного напрямку, пружина розтискається і з'єднує торцьові зуби кришки 3 і гайки 4. В результаті гайка 4 повертається на кут, що необхідний для переведення кульок в гвинтові канавки протилежного напрямку. При зустрічі торцьових зубів гайки 11 і упору 13 описаний цикл повторюється, і передача одержує реверсивний рух.

Різностямовані гвинтові канавки використовуються також для регулювання вихідних характеристик КГП. Для забезпечення поступального руху з постійною і змінною швидкостями достатньо на гвинті і гайці виконати різьби протилежного напрямку, а кульки розмістити в кільцевих каналах гайки.



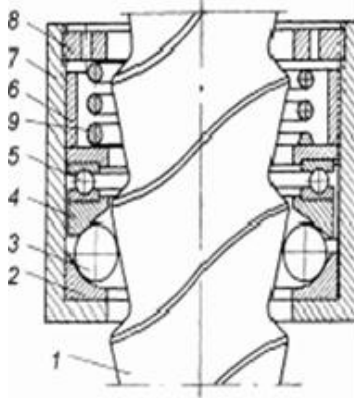
Мал. 2.55 Реверсивна КГП (а) і розкладання її гвинтової поверхні (б)

Плавне регулювання швидкості переміщення виконавчого органу здійснює ГП, (мал. 2.56). Вона складається з гвинта 1, гайки 2, вихідної ланки 6, електромагнітної муфти 4 з півмуфтами 3 і 5, шпонки 7 і підшипників. Муфта 4, встановлена на гайці 2, з'єднана з нею півмуфтою 3.



Мал. 2.56

Півмуфта 5, що з'єднана з гвинтом 1 за допомогою рухомої шпонки, може переміщатися поступально і обертатися разом із гвинтом. Обидві півмуфти включено в систему управління таким чином, що при з'єднанні муфти 4 з півмуфтою 3 надається поступальне переміщення гайці 2 і ланці 6. При підключенні муфти 4 до півмуфти 5 гайка обертається разом із гвинтом, а ланка 6 зупиняється. Необхідний закон руху ланки 6 одержують, змінюючи сигнал живлення напівмуфт.



Мал. 2.57 Гвинтова передача з законом руху вихідної ланки, що регулюється

Для управління передавальним відношенням у функції навантаження створена багатозахідна КГП (мал. 2.57). Вона складається з гвинта 1 корпусу 7, кільця 2 і 4, упірного підшипника 5, пружини 9, гайки 8, кульок 3 і втулки 6. При обертанні гвинта кульки перекочуються по кільцях 2 і 4, причому їх колова швидкість відрізняється від колової швидкості гвинта. Тому швидкість переміщення гайки залежить від планетарної швидкості кульок, яка у свою чергу визначається їх радіальним положенням відносно робочих поверхонь гвинта і кільця. Із збільшенням навантаження, що передається, кільце 4 зміщується уздовж осі і стискає пружину. Це приводить до зміни радіального положення кульок відносно гвинта і кільця, а отже,

до зміни планетарної швидкості кульок і передавального відношення ГП. Для регулювання передавального відношення служить втулка 6, що обмежує стиснення пружини і радіальне зміщення кульок.

Загальними для всіх ГП є проблеми підвищення їхньої надійності і зносостійкості. З метою підвищити надійність роботи КГП в каналах переміщення кульок передбачають рефлектори або усередині гвинта встановлюють трубу, зафіксовану від повороту щодо корпусу. З метою понизити спрацювання і підвищити надійність КГП розроблені конструкції, в яких гайка виконана у вигляді двох механічно зв'язаних магнітопроводів з гвинтовими поверхнями.

Розглянуті конструкції не вичерпують всіх можливостей поліпшення вихідних характеристик ВП, а лише визначають основні напрями їхнього подальшого розвитку.

Питання до II розділу

1. Коли рекомендується використовувати пасові передачі, а коли – ланцюгові?
2. Які матеріали використовуються при виготовленні фрикційних передач?
3. Назвіть основні переваги і недоліки зубчастих передач над пасовими і ланцюговими?
4. Які є види зубчастих передач?
5. Як визначити модуль зубчастого колеса?
6. Які є способи нарізання зубчастих коліс?
7. Які переваги мають черв'ячні передачі над прямозубими і циліндричними?
8. Коли використовуються зубчасті передачі з внутрішнім зачепленням?
9. Наведіть приклади використання гвинтових передач?
10. Де використовуються планетарні передачі?

Частина II БУДІВЕЛЬНІ МАШИНИ ТА ПРИСТРОЇ

Розділ I БУДІВЕЛЬНІ МАШИНИ

1.1. Машини для землерийних робіт

Будь-який будівельний процес починається з виробництва земляних робіт, тобто з розробки ґрунту, переміщення його або навантаження на транспортні засоби. Так, для влаштування основ або фундаментів будь-якої будівлі або споруди виривають котловани необхідних розмірів та глибин, а для прокладання зовнішніх траншей та трубопроводів – траншеї. Іноді, для влаштування таких споруд, як греблі, дамби або дороги, влаштовують насипи, причому з ущільненням ґрунту. Всі вони по суті є земляними спорудами, які по тривалості слугування можуть бути тимчасовими та постійними. Тимчасові (котловани, траншеї) влаштовуються тільки на період будівництва будівель, споруд, мереж трубопроводів, а потім засипають ґрунтом, а постійні (греблі, дамби, канали) розраховані на тривалий строк експлуатації.

Земляні роботи в загальних об'ємах будівельних робіт є найбільш масовими і працемісткими, і тому розробити їх ручними методами не можливо. При їх виконанні необхідні механізовані методи роботи шляхом застосування спеціальних машин.

Машини для земляних робіт за призначенням поділяють на:

1) *землерийні*, які призначені для виконання однієї операції – відокремлення ґрунту від масиву. До таких машин відносять одноковшові екскаватори (циклічної дії) і багатоковшові (безперервної дії). Найбільше застосування отримали одноковшові екскаватори, які виконують близько 40 % всього об'єму землерийних робіт;

2) землерийно-транспортні, які не тільки відокремлюють ґрунт від масиву, але і переміщують його. Основні землерийно-транспортні машини – бульдозер та скрепер, які за один цикл розробляють ґрунт, переміщують його, розвантажують в насип і повертаються в забій в пустому стані.

Бульдозери призначені для розробки і переміщення ґрунту на відстань до 100 м, зведення насипів висотою до 2 м, розробки виїмок, засипання траншей після укладання комунікацій, плануванню будівельних площадок, очищення доріг і трас (корчування пнів, повалення дерев, зрізання рослинного шару і т. п.), планування відкосів. На базі бульдозерів застосовують розпушувачі, які мають навісні або причіпні робочі органи у вигляді зубу або декількох зубів для пошарового руйнування і розпушування важких і мерзлих ґрунтів глибиною до 1,5 м.

Скрепери – найбільш високовиробничі землерийно-транспортні машини; використовуються при відриванні котлованів і плануванні поверхонь, на даний час застосовують причепні (з об'ємом ковшу 3, 7 і 8 м.) скрепери. Застосування причепних і напівпричепних скреперів найбільш ефективно при транспортуванні ґрунту на відстань до 1000 м, а самохідних – до 3000 м. Скреперами ведуть розробку, транспортування і укладання ґрунтів 1 та 2 групи за важкістю розробки (пісчаних, супісчаних, суглинистих, глинистих та ін., які не мають валунів, з домішками гальки та щебеню не більше 10 %).

3) спеціальні, призначені для ущільнення ґрунтів (катки, трамбівки, віброущільнювачі). Як відомо, довговічність земляних споруд в більшості залежить від якості ущільнення ґрунтів, які виконуються при планувальних роботах, зведенні насипів, зворотніх засипках траншей і фундаментів. З метою отримання найбільшої щільності укладеного ґрунту, найменшої фільтраційної можливості і зменшення наступних осідань ґрунт укладають і ущільнюють з виконанням певних технологічних вимог.

Для ущільнення ґрунтів в залежності від фізико-механічних властивостей можуть бути використані два види ущільнених впливів: статичний та динамічний.

Машини статичної дії призначені для пошарового ущільнення ґрунту під дією власної ваги. До них відносяться:

- *самохідні катки з гладкими вальцями* – для остаточного ущільнення ґрунтових доріг і площадок, гравійних, щебених, чорних і асфальтобетонних покриттів доріг;

- *причіпні кулачкові катки* – для пошарового попереднього ущільнення зв'язних ґрунтів;

- *причіпні, напівпричіпні та самохідні катки на пневматичних шинах* – для пошарового ущільнення ґрунтів, гравійно-щебених матеріалів, а також асфальтобетонної суміші.

Машини динамічної дії призначені для пошарового ущільнення ґрунту під дією виникаючої сили або маси падаючого ґрунту. До них відносяться:

- *самохідні і причіпні вібраційні катки* – для ущільнення як незв'язних, так і зв'язних ґрунтів на глибину 0,6-1,2 м. Окрім того самохідні катки застосовуються для ущільнення асфальтобетонних і дрібно-гравійних покриттів тротуарів, проїздів, при ремонті доріг;

- *віброплити* – для ущільнення незв'язних насипних ґрунтів гравійно-щебених матеріалів шаром до 0,6 м при невеликих об'ємах і в обмежених умовах;

- *трамбувальні машини* – для ущільнення важких зв'язних ґрунтів на глибину до 1,2 м при будівництві земляного полотна, будівельних майданчиків, підходів до мостів та ін..

4) для паливових робіт (віброзаглиблювачі, дизель-молоти).

Одноковшові екскаватори

Найбільш розповсюдженим видом землерийних машин є одноковшові будівельні екскаватори. Вони слугують для розробки ґрунту і переміщення його у відвал або для завантаження в транспортні засоби. Розробляють вони ґрунти

I...IV груп і розпушені мерзлі або скельні ґрунти. Окрім того, екскаватори застосовують на палейбійних, завантажувально-розвантажувальних, монтажних та інших роботах, використовуючи різні види змінного робочого обладнання.

Одноковшові екскаватори відносяться до машин циклічної дії. Робочий процес включає операції набору ґрунту, повороту завантаженого ковша, до місця вивантаження, вивантаження ґрунту в транспортний засіб або у відвал і встановлення ковша в вихідне положення. Сукупність даних операцій - робочий цикл.

Одноковшові екскаватори класифікують за призначенням, конструкцією ходового пристрою, виду і підвіски робочого обладнання, типу робочих органів та іншими ознаками.

По призначенню одноковшові екскаватори поділяють на: **будівельні, будівельно-кар'єрні, кар'єрні, вскривні та тунельні**. Будівельні і будівельно-кар'єрні екскаватори є універсальними і застосовуються для виконання різних робіт в будівництві (відривання котлованів та траншей, розробка кар'єрів будівельних матеріалів, виконання завантажувальних та інших робіт). Кар'єрні екскаватори використовують для добування корисних копалин відкритим способом; вскривні – для зняття верхнього шару ґрунту або гірської породи при підготовці кар'єрів до розробки; тунельні – для роботи під землею при будівництві підземних споруд і добуванню корисних копалин.

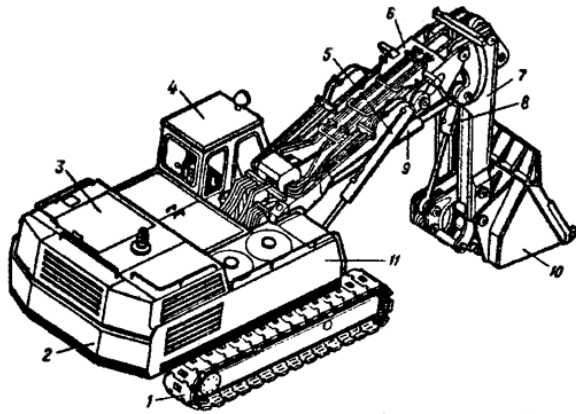
У одноковшових екскаваторів можуть бути різні типи ходового обладнання: **гусеничне, пневмоколісне, крокуюче, рейкового типу, спеціальне і комбіноване**. Для будівельних екскаваторів найбільш характерним є гусеничне і пневмоколісне ходове обладнання.

Ходове обладнання **гусеничного типу**, призначене для переміщення екскаватора в межах будівельного майданчику. Воно складається з рами і з'єднаних з нею двох гусеничних візків. При передислокації з об'єкта на об'єкт гусеничні екскаватори перевозять на спеціальному причепі за допомогою автотягача.

Пневмоколісне ходове обладнання забезпечує велику мобільність: при передислокації з об'єкта на об'єкт екскаватор може переміщуватись своїм ходом або на жорсткому зчепленні з тягачем (при цьому повинен бути відключений привід ведучих коліс і гідроциліндр управління поворотом передніх коліс). Оскільки жорсткість пневмоколісного ходового обладнання невисока, при розробці обов'язково потрібно використовувати виносні опори для розвантаження коліс і збільшення опорного контуру.

За будовою одноківшові екскаватори поділяють на **універсальні та спеціальні**.

Універсальні екскаватори обладнані декількома видами змінного робочого обладнання, а спеціальні обладнані тільки одним видом такого обладнання.



Мал.1.1. Гідравлічний екскаватор з прямою лопатою

1 - ходовий візок; 2 - противовага; 3 - силова установка; 4 - кабіна; 5, 8, 9 - гідроциліндри стріли, рукоятки; 6 - стріла; 7 - рукоять; 10 - ківш; 11 - платформа.

Змінне робоче обладнання одноківшових екскаваторів призначено для виконання різних земляних робіт. Пряма лопата слугує для розробки ґрунту, розміщеного вище рівня стоянки

екскаватора, в процесі копання ківш рухається вгору від екскаватора.

Пряма лопата (Мал. 1.1) широко застосовується в гідравлічних екскаваторах 4-ї -6-ї розмірних груп і на екскаваторах з механічним приводом. Нею розробляють ґрунти I-III категорій в інтервалі від -40 до +40 °С.

Головними елементами робочого обладнання є стріла 6, ківш 10 та гідроциліндри: підйому стріли 5, повороту рукояті 9 і повороту ковша 8. На екскаваторі можуть встановлювати як поворотні, так і не поворотні ковші. Поворотні значно розширюють можливості екскаватора, забезпечуючи окрім розробки ґрунту планування забою. У випадку встановлення неповоротного ковша гідроциліндр 8 слугує для відкривання днища ковша при вивантаженню ґрунту.

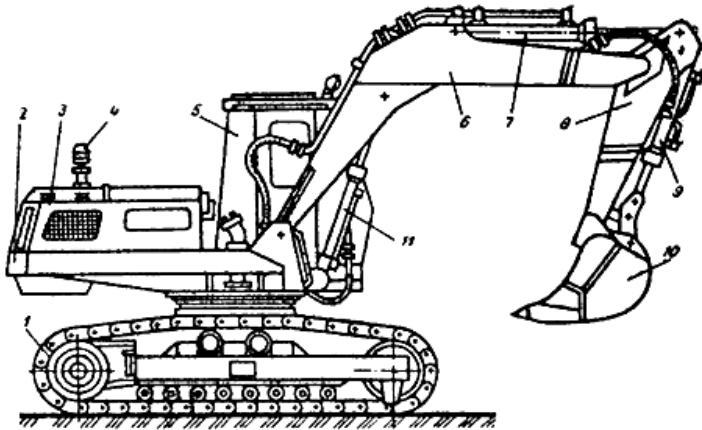
Зворотна лопата (Мал. 1.2) слугує для розробки ґрунту, який знаходиться нижче рівня стоянки, при цьому ківш рухається вгору в бік екскаватора.

Зворотна лопата є головним робочим обладнанням для гідравлічних екскаваторів 2-ї – 5-ї розмірних груп. Екскаватор із зворотною лопатою призначений для розробки ґрунтів I-III категорій і попередньо розпушених мерзлих і міцних ґрунтів нижче рівня стоянки екскаватора і виконання завантажувально-розвантажувальних робіт в інтервалі температур від -40 до +40 °С.

При роботі зворотною лопатою реалізуються великі зусилля копання, так як опір ґрунту сприймається не тільки вагою робочого обладнання, але і масою всієї машини. Окрім того, покращена наповненість ковша і точність вивантаження за рахунок повороту його відносно рукояті, можливо застосування широкого спектру подовжених стріл і рукоятей та профільних ковшів для очищення кюветів, каналів і т. д.

За конструктивним виконанням зворотну лопату з гідроприводом випускають декількох різновидів, але головними її збірними елементами (Мал. 1.2) є моноблочна (Г подібна) або складна стріла 6, рукоять 8, ківш 10 зворотної лопати та

гідроциліндри 11, 7, 9 підйому стріли, повороту рукояті та ковшу.



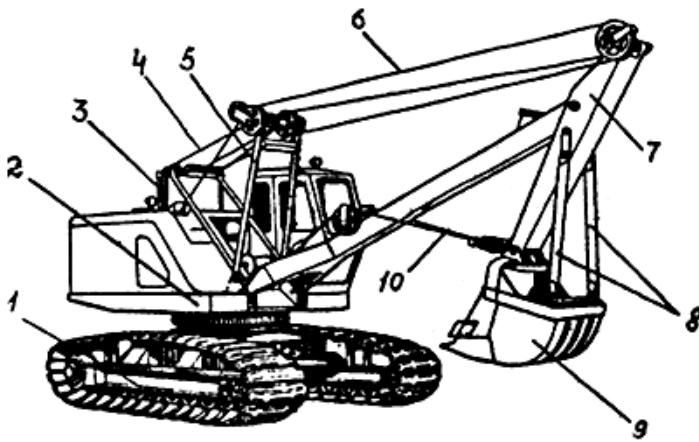
Мал.1.2. Екскаватор гідравлічний із зворотною лопатою
1 - ходовий візок; 2 - поворотна платформа; 3 - силова установка; 4 - труба вихлопних газів; 5 - кабіна; 6 - стріла; 7, 9, 11 - гідроциліндри рукояті, ковша і стріли; 8 - рукоять; 10 - ківш.

Стріла зворотної лопати зварена з листової легованої сталі. Вона шарнірно закріплена в проушинах поворотної платформи, до якої приєднані також гідроциліндри 11 підйому стріли. Штоки гідроциліндрів шарнірно з'єднані зі стрілою, при висуненні штоків змінюється кут нахилу стріли по відношенню до платформи.

Рукоять шарнірно підвішена в головній частині стріли. В її задній частині шарнірно закріплений шток гідроциліндра 7 повороту рукояті. З іншого боку гідроциліндр пов'язаний із стрілою. Висування або втягнення штока гідроциліндра забезпечує поворот рукояті щодо стріли за годинниковою або проти годинникової стрілки. У передній частині рукояті шарнірно встановлений ківш 10, який вільно може повертатися за допомогою гідроциліндра, 9. Для збільшення кута повороту

ковша гідроциліндр пов'язаний з ним спеціальним шарнірним багатоланцюговим зв'язком.

Зворотну лопату постачають змінними ковшами різної форми і місткості. Ковші зворотної лопати найчастіше виготовляють зварної конструкції без днища, яке відкривається. Верхній пояс ковша має посилення. У районі ріжучої кромки передньої стінки приварені кишені для установки зубів, кількість яких залежить від ширини ковша і виду робіт, для яких вони призначені. Нерідко зуби встановлюють і на бічних стінках, переважно при розробці ґрунту в траншеях. Ці зуби підрізають стінки траншеї, виключаючи заклинювання в ній ковша. Передня стінка в нижній частині має перфорацію для видалення води при розробці перезволожених ґрунтів.



Мал.1.3. Гусеничний екскаватор 3-ї розмірної групи з механічним приводом і робочим устаткуванням " зворотна лопата"

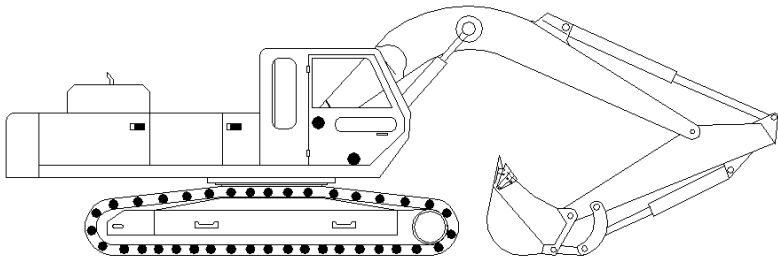
1 - ходовий пристрій; 2 - поворотна платформа, 3 - стійки; 4, 6 - канати; 5 - стійки блоків; 7 - рукоять; 8 - тяги реактивні; 9 - ківш зворотної лопати; 10 - канат тяговий.

При установці на екскаваторах стріли, яка складається, основна і подовжуюча її частини з'єднуються між собою шарнірно, але для виключення їх повороту один щодо одного між ними встановлюють додаткову тягу. Тяга має кілька фіксованих положень, що дозволяє при необхідності змінювати кут між основною і подовжуючою частинами стріли.

Розробляють ґрунт поворотом рукояті щодо стріли або поворотом ковша щодо рукояті.

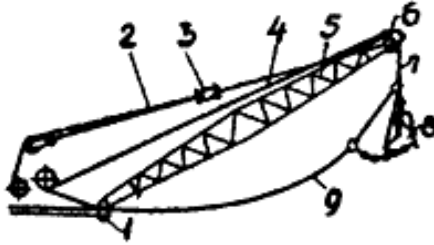
Зворотна лопата екскаватора з механічним (канатним) приводом (Мал.1.3) відрізняється від зворотної лопати екскаватора з гідравлічним приводом.

Ківш 9 (Мал.1.3) до рукояті 7 кріпиться нерухомо, що досягається установкою реактивних тяг 8 між задньою стінкою ковша і держакон. Робочі рухи ковша забезпечуються зміною довжин тягового 10 і підйомного 6 поліспаств.



Мал.1.4. Гусеничний екскаватор

Драглайн (Мал. 1.5) призначений для розробки ґрунтів переважно нижче рівня стоянки екскаватора. Завдяки подовженій гратчастій стрілі драглайн може працювати на великому радіусі копання, тому він застосовується при ритті великих котлованів, ритті каналів та виконанні вантажно - розвантажувальних робіт на сипучих матеріалах. Це єдиний вид робочого обладнання, що монтується виключно на екскаваторах з механічним приводом.



Мал.1.5. Схема драглайна

1 - наводка; 2 - канат; 3 - блок, 4 - канат; 5 - стріла; 6 - блок; 7 - канат; 8 - ківш драглайна; 9 - канат.

Робоче обладнання включає стрілу гратчастого типу, ківш драглайна 8, тяговий 9 і підйомний 7 канати. Підйомний канат огинає головний блок 6 стріли і навивається на барабан підйомної лебідки. Тяговий канат прямує роликівим пристроєм (наводкою) 1 і навивається на барабан тягової лебідки. Ківш підвішений до тягового і піднімального канатів за допомогою ланцюгів, причому між гілками підйомних ланцюгів встановлена розпірка, що забезпечує вільне переміщення ковша при розвантаженні. Для того щоб ківш розвантажити, його перекидають, послаблюючи розвантажувальний канат.

КОЛІСНІ ЕКСКАВАТОРИ



Технічні характеристики

Модель	Маса, кг	Максимальна місткість ковша, м ³	Максимальна глибина копання, м	Потужність двигуна, к.с.
JS 130W MONO/TAB	14305	0,8	5,67/5,93	98
JS 145W MONO/TAB	15145	0,8	5,67/5,93	125
JS 160W MONO/TAB	17820	0,9	6,45/6,1	125
JS 175W MONO/TAB	18120	0,9	6,45/6,1	172
JS 200W MONO/TAB	23723	1,19	6,37/6,47	172
JS 200W MH/SH	25712	Маніпулятор-захват	5,2/5,75	172

ГУСЕНИЧНІ ЕКСКАВАТОРИ



Технічні характеристики

Модель	Маса, кг	Максимальна місткість ковша, м ³	Максимальна глибина копання, м	Потужність двигуна, к.с.
JS 115	12962	0,8	5,57	98
JS130	13428	0,88	6,02	98
JS 220	21900	1.19	6,6	172
JS 220 LR	23742	0,55	11,99	172
JS 240	25200	1,46	7,23	197
JS 260	27750	1,46	7,23	197
JS 260 LR	28945	0,55	15,4	197
JS 290	30488	1,85	7,6	216
JS 330	32600	1,85	8,07	281
JS 360	38372	2,34	8,07	281
JS 360LR	42150	0,5	17,03	281
JS 460	45100-46800	2,25	9,00	350

КОМПАКТНІ ЕКСКАВАТОРИ



Технічні характеристики

Модель	Маса, кг	Максимальна глибина копання, м	Потужність двигуна, к.с
8008 CTS	950	1,69	12
8014	1564	2,35	17,7
8018	1662	2,80	19,7
8025 ZTS	2685	2,83	26,8
8030 ZTS	3217	3,11	30,4
8040	4300	3,52	45
8055 ZTS	4995	3,97	45,7
8060 RTS	6584	4,35	51,1
8085 ZTS	8026	4,34	53

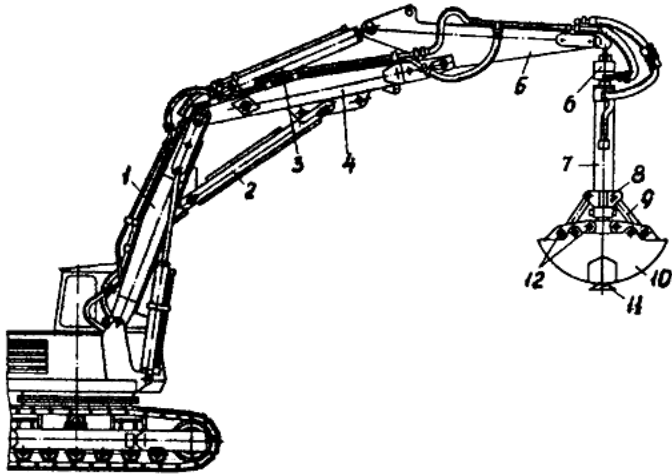
ЕКСКАВАТОРИ-НАВАНТАЖУВАЧІ



Технічні характеристики

Модель	1 CX	3 CX Sitemaster	3 CX Contractor	4 CX Sitemaster	4CXSuper Sitemaster	5 CX
Корисна потужність двигуна (кВт/ к.с.)	37,3 / 50	68,6 / 92	74,2 / 100	74,2 / 100	74,2 / 100	88/118
Режим рульового управління	З бортовим поворотом	2WS	2WS	4WS	4WS	4WS
Глибина копаня (м)	2,55	5,46	5,46	5,53	6,14	6,14
Ємність фронтального ковша (куб. м.)	0,28	1,0	1,0	1,3	1,3	1,3
Вантажопідйомність навантажувач / екскаватор (кг)	610/500	3229/1451	4308/1885	4378/1885	4378/1556	4378/1556
Вага (т)	3,23	8,07	8,07	8,66	8,88	9,8

Грейфер (Мал. 1.6) застосовують для риття котлованів, траншей, колодязів та виконання повантажо - розвантажувальних робіт. Грейфери, які використовуються на екскаваторах з гідравлічним приводом, мають жорстку підвіску. Це дозволяє створювати необхідні зусилля напором при врізанні і ефективно розробляти щільні ґрунти.



Мал.1.6. Робоче обладнання грейфера

1 - базова частина стріли, 2 - тяга; 3 - гідроциліндр рукояті, 4 - головна частина стріли, 5 - рукоять; 6 - поворотна головка; 7 - рама; 8 - повзун; 9 - тяги; 10 - щелепа ковша; 11 - зуби ковша; 12 - осі.

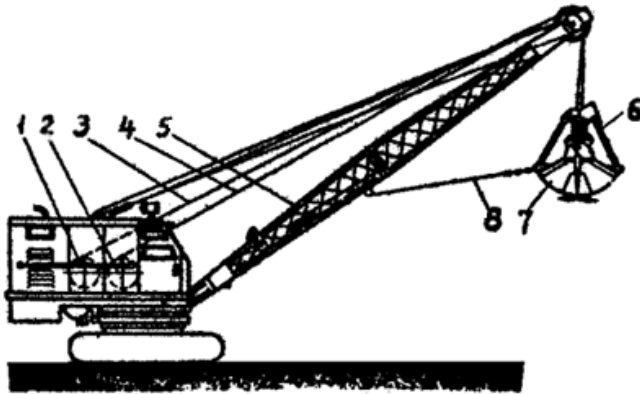
Для навішування грейфера використовують базову 1 і головну частину 4 стріли, пов'язані тягою 2, і рукоять 5 зворотної лопати. Ківш грейфера складається з двох щелеп 10 із зубами 11 і двох тяг 9. У механізм підвіски ковша входить рама 7, поворотна головка 6, гідроциліндр розташований усередині рами, і повзун 8. Ширина щелеп ковша залежить від умов використання. Грейферний ківш залежно від умов повороту в плані може кріпитися до рукояті трьома способами:

неповоротним, неповно-поворотним і повно-поворотним. При будь-якому вигляді з'єднання ківш може розгойдуватися в поздовжньому і поперечному напрямках.

При копанні вихідне положення щелеп грейферного ковша – розімкнене. Необхідне напірне зусилля створюється гідроциліндрами з управління держаком. Замикаються щелепи гідроциліндром, розташованим усередині рами. Поворотна головка забезпечує поворот ковша в горизонтальній площині на 180° , що підвищує експлуатаційні можливості обладнання.

При ритті глибоких (до 30 м) колодязів застосовують грейферне обладнання на напірній штанзі, розроблене для екскаваторів 5- й і 6- й розмірних груп.

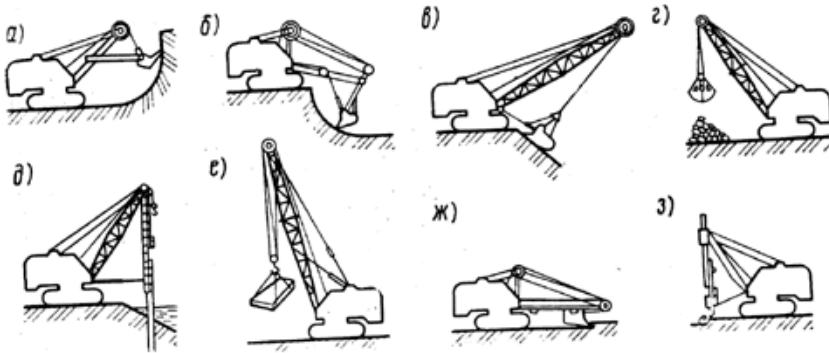
При обладнанні грейфером екскаватора з механічним приводом на ньому монтують подовжену гратчасту стрілу (Мал.1.7). Щелепи ковша замикають тяговим канатом, а висоту змінюють підйомним канатом.



Мал.1.7. Схема грейфера з механічним приводом

1, 2 - барабани; 3 - тяговий канат; 4 - підйомний канат; 5 - стріла; 6 - тяги щелеп ковша; 7 - грейфер, 8 - відтяжка.

Недолік грейферного обладнання з канатним керуванням полягає в тому, що їх раціонально застосувати при вантажно-розвантажувальних роботах сипучих матеріалів.

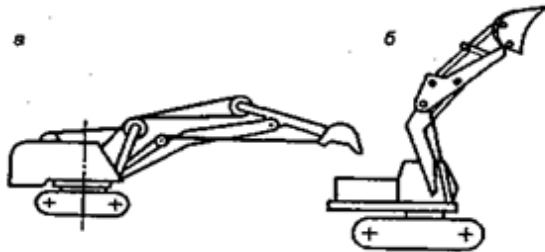


Мал. 1.8. Змінне робоче устаткування одноківшових екскаваторів:

а- пряма лопата, б - зворотна лопата; в- драглайн, г - грейфер; д - копер для забивання паль; е - вантажо-підйомний кран; ж - струг; з - розрихлювач ґрунту

Додатково може монтуватися бурове, палейне, кранове та інші види обладнання.

За типом підвіски робочого обладнання (Мал. 1.9) розрізняють екскаватори з гнучкими елементами (переважно канатами) для утримання та приведення в дію робочого обладнання (гнучка підвіска) і з жорсткими елементами - переважно гідравлічними циліндрами (жорстка підвіска).

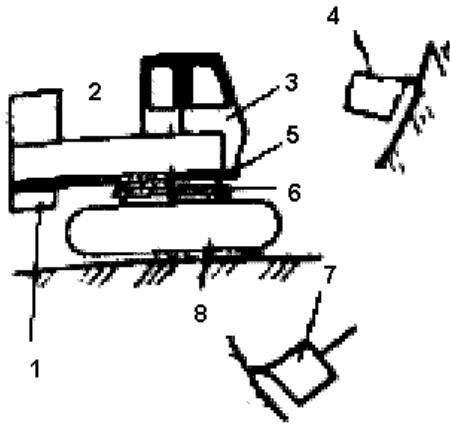


Мал. 1.9. Класифікація екскаваторів за типом підвіски робочого обладнання:

а - з гнучкою підвіскою, б - з жорсткою підвіскою.

Конструктивні особливості робочих органів визначаються їх призначенням. За основним призначенням застосовуються робочі органи ковшового, грейферного і розпушувального типу. Однак слід зазначити, що екскаватори, будучи найбільш універсальними з усіх будівельних машин, мають більше сорока видів змінного робочого обладнання.

По можливості повороту платформи екскаватори підрозділяють на повно - і неповноповоротні. На повноповоротних екскаваторах поворот робочого обладнання в плані не обмежений. Неповноповоротні екскаватори випускають в якості навісного робочого обладнання на колісному тракторі, тому кут повороту поворотної колонки обмежений і складає 150 - 240°. Для розширення виробничих можливостей у даний час за кордоном освоєно випуск повноповоротних екскаваторів з поворотною колонкою.



Мал.1.10. Базова частина одноківшевого екскаватора і основні види змінного робочого обладнання

1 - протизвага; 2 - силова установка; 3 - кабіна; 4, 7 - робоче обладнання; 5 - поворотна платформа; 6 - опорно-поворотний пристрій; 8 - ходовий пристрій

Всі одноковшеві екскаватори, за винятком неповноповоротних, незалежно від виду робочого обладнання і типу підвіски мають однакову структурну базу (Мал. 1.10), що включає поворотну платформу 5, силову установку 2, опорно-поворотний пристрій 6, ходовий пристрій 8, противагу 1, кабіну оператора 3, робоче обладнання 4, 7 і механізми пересування і повороту.

Вибір типу екскаваторів, його моделі і виду робочого обладнання здійснюють виходячи з ґрунтових і кліматичних умов, обсягів і термінів виконання робіт, параметрів земляних споруд, дальності транспортування ґрунту і ряду інших чинників.

Основними положеннями при виборі екскаватора також є: вибір раціональної схеми роботи; вибір раціональних технологічних параметрів вибою; раціональне використання взаємодії машин (екскаваторів і самоскидів).

Вид робочого обладнання уточнюється залежно від характеру робіт (табл. 1.1).

Таблиця 1.1.

Області застосування змінного робочого обладнання одноківшових екскаваторів

Види робочого обладнання	Об'єм ковша, м ³		Робота
	Група ґрунту		
	I – III	IV – VI	
Пряма лопата	0,25...2,5	0,65...3	Розробка котлованів і резервів з навантаженням в транспорт

Зворотна лопата і драглайн	0,25...2,5	0,65...3	Розробка котлованів, траншей і резервів з навантаженням ґрунту в транспорт і укладкою його у відвал
Грейфер	0,5...1,5	0,5...1,5	Розробка глибоких виїмок з вертикальними стінками, добування піску і гравію з під води
Планувальне обладнання	0,25...0,4	0,4...0,65	Планування відкосів, траншей розчистка каналів

Наприклад, гусеничні екскаватори рекомендується застосовувати на зосереджених обсягах земляних робіт, коли не вимагаються часті перебезування; при роботі на слабких ґрунтах; при розробленні скельних ґрунтів, де пневматичні шини швидко виходять з ладу. Пневмоколісні екскаватори доцільно застосовувати на ґрунтах з високою несучою здатністю і на розосереджених обсягах робіт, а також у міських умовах, де потрібне часте перебезування машин власним ходом. Екскаватори на спеціальному шасі автомобільного типу доцільно застосовувати на розосереджених роботах (будівництві доріг, опор ліній електропередачі, трубопроводів і т.д.). Екскаватори з навісним робочим обладнанням на пневмоколісних тракторах доцільно застосовувати в умовах бездоріжжя і на розосереджених об'єктах.

Багатоковшові (траншейні) екскаватори

Багатоковшові, або як їх ще називають траншейні екскаватори, - це землерийні машини, що виконують всі операції

технологічного циклу (розробку ґрунту, транспортування його на поверхню і вивантаження у відвал або транспортний засіб) одночасно.

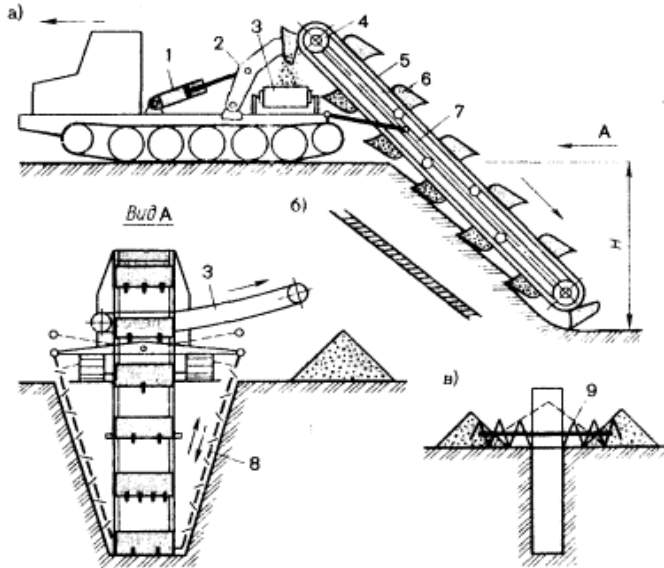
Вони є самохідними землерийними машинами безперервної дії, які при своєму поступальному русі відривають позаду себе подовжню виїмку - траншею певної глибини і ширини. На відміну від одноківшових траншейні постійно пересуваються під час роботи і відокремлюють ґрунт від масиву за допомогою групи безперервно рухомих по замкнутому контуру ковшів або скребоків і одночасно евакуюють його в сторону від траншеї у відвал або в транспортні засоби за допомогою відвального пристрою. Таким чином, продуктивність траншейних екскаваторів, в 2...2,5 рази вища, ніж у одноківшових машин, при більш високій якості робіт і менших енерговитратах на 1м³ розробленого ґрунту. Причому траншейні екскаватори здатні ефективно розробляти як немерзлі, так і мерзлі ґрунти. Типи і параметри траншейних екскаваторів визначені ГОСТом. В якості головного параметра приймається глибина траншей.

Спільно з іншими видами машин і допоміжного обладнання екскаватори неперервної дії утворюють технологічні комплекси, призначені для виконання різних видів робіт при будівництві нафто- і газопроводів, зрошувальних і осушувальних каналів, пристрої дренажних систем, закритих напірних водоводів, видобутку і переробці нерудних будівельних матеріалів, будівництві підземних кабельних ліній зв'язку та електропередач, інших комунікацій.

Траншейні екскаватори класифікують за такими основними ознаками:

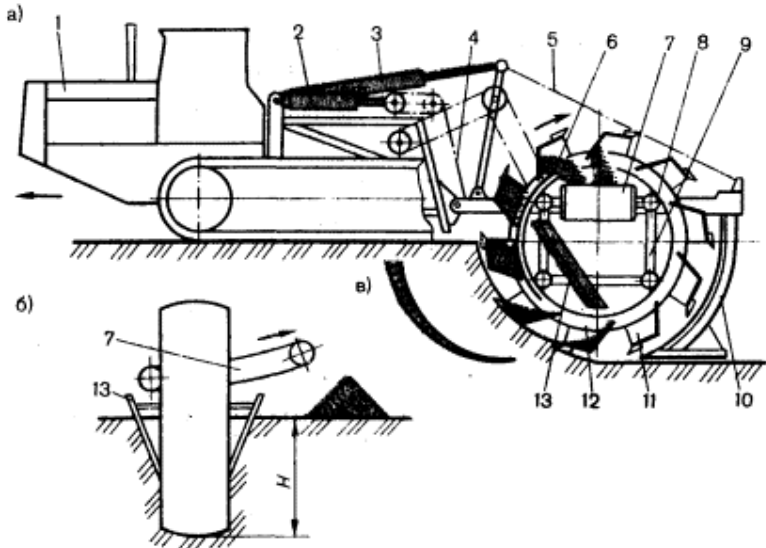
- за типом робочого органу - ланцюгові (ЕТЦ) і роторні (ЕТР);
- за способом з'єднання робочого обладнання з базовим тягачем - з навісним та напів-причіпним робочим обладнанням;
- за типом ходового пристрою базового тягача - на гусеничні та пневмоколісні;

- за типом приводу – з механічним, гідравлічним, електричним і комбінованим приводом. Робочим органом ланцюгових екскаваторів (Мал. 1.11), є однорядний або дворядний вільно провисаючий нескінченний ланцюг 5, огинає похилу раму 7 і несе на собі ковші або шкребки 6.



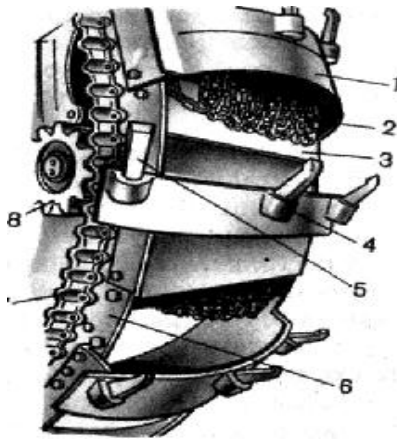
Мал.1.11. Схема ланцюгового траншейного екскаватора

Робочим органом роторних екскаваторів (Мал.1.12) є жорсткий ротор (колесо) 12 з ковшами або шкребками 11, що обертається на роликах 8 рами 9.



Мал.1.12. Схема роторного траншейного екскаватора

Роторне колесо складається з двох кільцевих обичайок 6 (Мал.1.13) пов'язаних між собою ковшами 1 і поперечними стяжками 3. Кожен ківш відкритий з двох сторін і має в передній частині кишені 4 для кріплення змінних зубів 5, а в задній - ланцюгове днище 2, що сприяє кращому розвантаженню ковша, особливо при розробці вузьких і зволжених ґрунтів. Із зовнішнього боку кілець ротора приклепані секції кругових зубчастих рейок 7, які знаходяться в постійному зачепленні з двома привідними шестернями 8 механізму приводу роторного колеса. Залежно від ґрунтових умов ковші ротора оснащуються змінними зубами - іклами двох типів: з наплавленням передньої ріжучої кромки для розробки немерзлих ґрунтів і армованих тврдосплавними зносостійкими пластинами для мерзлих. Спеціальна розстановка зубів на ковшах дозволяє вести розробку важких і мерзлих ґрунтів великим сколом і забезпечує хорошу наповнюваність ковша при роботі в легких ґрунтах.



Мал.1.13. Ковш ЕТР

Ширина траншеї прямокутного профілю залежить від ширини ковша або скребка і розташованих на них різальних елементів.

На один і той же базовий тягач можуть бути навішені змінні робочі органи з різною шириною і кількістю ковшів (скребок) для риття траншей з різними параметрами профілю. Для отримання трапецеїдального профілю робочі органи ланцюгового і роторного траншейного екскаватора обладнують активними і пасивними відкосоутворювачами.

Активні відкосоутворювачі двоколових траншейних екскаваторів (Мал.1.11, а) являють собою похило розташовані ланцюги 8 з поперечними різцями, які здійснюють зворотно-поступальний рух.

Пасивні відкосоутворювачі роторних машин виконані у вигляді двох похилих змінних ножів 13 (Мал.1.12, а), жорстко закріплених з боків рами ротора. Откосоутворювачі застосовують при роботі на немерзлих ґрунтах з низькою несучою здатністю.

Для розробки мерзлих ґрунтів ланцюгові екскаватори обладнують спеціальними змінними робочими органами. Ковші роторних екскаваторів при розробці мерзлих ґрунтів обладнують спеціальними змінними зубами, армованими твердосплавними зносостійкими пластинами. Копання мерзлих ґрунтів ведеться на

знижених швидкостях тягача і робочого органу, тому продуктивність екскаватора знижується в 3-5 разів.

Під час роботи ланцюг або ротор рухається в площині пересування тягача. Відділення ґрунту від масиву і заповнення ним робочого органу здійснюються в результаті надання ланцюгу або ротору двох суміщених рухів копання: основного - поступального щодо рами (для ланцюга) або обертального навколо своєї осі (для ротора) і руху подачі - поступального в напрямку руху машини. Основний рух сприяє відділенню шару ґрунту та спрямовано його до дотичній до траєкторії копання. Рух подачі регулює товщину відокремлюваного шару ґрунту та спрямовано перпендикулярно (нормально) дотичному. Співвідношення швидкостей цих рухів визначає траєкторію руху ріжучих елементів робочого органу в поздовжньо-вертикальній площині, яка являє собою похилу пряму у ланцюгових екскаваторів (Мал.1.11, б) і трахоїду у роторних (Мал.1.12, в).

Товщина стружки, що відділяється ланцюговим робочим органом, практично постійна по всій висоті вибою. Роторний робочий орган відокремлює стружку змінної товщини, що досягає максимального значення на рівні осі обертання ротора. Швидкість руху робочого органу та швидкість подачі (пересування машини) підбирають таким чином, щоб незалежно від глибини траншеї забезпечувалося 100 % - е наповнення ковшів. Робоча швидкість пересування екскаваторів при копанні безступінчастих траншей регулюється в широкому діапазоні залежно від умов роботи, фізико-механічних властивостей ґрунтів і становить 5-800 м/год. у ланцюгових машин і 10-500 м/год. у роторних. Швидкість руху робочого органу багато в чому визначається способом розвантаження ковшів роторних екскаваторів і динамічними навантаженнями, що діють на ланцюг, у ланцюгових. Швидкість робочого органу ланцюгових машин не перевищує 2,4 м/с. Робочі органи сучасних траншейних екскаваторів мають кілька швидкостей руху, причому понижені швидкості використовують при копанні траншей у важких талих і мерзлих ґрунтах. На обох типах

машин застосовують гравітаційний спосіб розвантаження під дією власної ваги ґрунту.

Розвантаження відокремленого від масиву і піднятого з траншеї ґрунту, відбувається у двоколових екскаваторів на поперечний відвальний стрічковий конвеєр 3 (Мал.1.11, а) при повороті ковшів 6 або скребоків щодо приводних зірочок 4 ланцюгів. Евакуація піднятого шкребками на поверхню ґрунту по обидві сторони від траншеї у одноколових екскаваторів здійснюється двома шнеками 9 (Мал.1.11, в) гвинтового відвального конвеєра, що приводиться в обертання від ланцюга робочого органу, або скребковим конвеєром. У роторних екскаваторів (Мал.1.12, а) ґрунт з ковшів 11 розвантажується при досягненні ними верхнього крайнього положення над поперечним відвальним стрічковим конвеєром 7, розташованим всередині ротора 12. Передчасному висипанню ґрунту з ковшів у внутрішню порожнину ротора при їх підйомі перешкоджає передній донний щит 6. Стрічкові конвеєри ланцюгових і роторних екскаваторів відкидають ґрунт в праву або ліву сторону паралельно траншеї у відвал або в транспортні засоби (Мал.1.11, а) і (Мал.1.12, в). Зазвичай конвеєри мають криволінійну форму, що в поєднанні з досить великою швидкістю стрічки (3,5... 5 м/с) забезпечує необхідну висоту підйому і дальність польоту ґрунту.

Глибина траншеї у ланцюгового і роторного екскаватора регулюється гідравлічним підйомним механізмом, яким здійснює також установку робочого органу з транспортного положення в робоче і навпаки. Робочий орган ланцюгового екскаватора з'єднаний з гідроциліндрами 1 (Мал.1.11, в) підйомного механізму системою важелів 2 і заглиблюється ними в ґрунт, утримується в заданому положенні і підіймається з ґрунту примусово.

Робочий орган роторного екскаватора підвішений на пластинчастих ланцюгах 4 і 5 (Мал.1.12, а) підйомного механізму і заглиблюється в ґрунт до заданої позначки під дією власної сили тяжіння, а утримується в заданому положенні і підіймається примусово гідроциліндрами 2 і 3. Незалежний

примусовий підйом і опускання обох кінців робочого органу дозволяють заглиблювати ротор і виводити його з траншеї при нерухомому стоїть екскаваторі і вести роботи в обмежених міських умовах, наявності густої мережі доріг, підземних комунікацій тощо. Задня частина робочого органу роторного екскаватора при копанні знаходиться у підвищеному стані або спирається на пневмоколеса. Позаду ротора встановлено пристрій 10 для зачистки дна траншеї від обсипання ґрунту.

Що стосується позначення, для екскаваторів безперервної дії прийнята буквенно-цифрова індексація. Буквенна частина індексу характеризує тип робочого органу : ЕТР - робочий орган роторного типу; ЕТЦ - робочий орган ланцюгового типу. Дві перші цифри показують глибину копання, дм, третя - порядковий номер моделі; для екскаваторів роторних стрілових перші три цифри - місткість ковша, л, четверта - порядковий номер моделі; для екскаваторів поперечного копання перші дві цифри - місткість ковша, л, третя - порядковий номер моделі. При модернізації після цифр додають літери алфавіту.

Наприклад, індекс ЕТР- 252А означає: екскаватор траншейний роторний з глибиною копання до 25 дм, друга модель, перша модернізація. Основними напрямками подальшого вдосконалення екскаваторів безперервної дії є підвищення їх експлуатаційних характеристик (продуктивності і надійності), розширення універсальності і області застосування.

Продуктивність як одна з найважливіших експлуатаційних характеристик може бути підвищена шляхом збільшення потужності силових установок для приводу робочого обладнання та вдосконалення робочих процесів розробки і транспортування ґрунту. В останній час потужність екскаваторів безперервної дії зросла в середньому на 20 %, а для окремих категорій (екскаватори - каналокопачі) - на 30-40 %.

Удосконалювання робочих процесів передбачає комплексний вплив на ґрунт робочими органами інтенсифікуючої дії, застосування інерційного способу розвантаження ковшів, використання ефекту обвалення ґрунту. Прийняття зазначених заходів веде не тільки до збільшення

продуктивності, але і до зниження питомих показників застосування.

Надійність екскаваторів безперервної дії підвищують за рахунок використання сучасних комплектуючих виробів і матеріалів, більш досконалих конструктивних рішень, а також високого рівня їх уніфікації. Розширення універсальності і області застосування екскаваторів безперервної дії досягається використанням різних видів змінного робочого обладнання (наприклад, для розробки мерзлих ґрунтів, виготовлення широких або вузьких траншей і т.д.).

При проектуванні та експлуатації екскаваторів безперервної дії розрізняють технічну продуктивність для кожної категорії ґрунтів і технічну продуктивність, усереднену по категоріях ґрунту.

Технічна продуктивність екскаваторів безперервної дії для ґрунтів однієї групи Π_t , $\text{м}^3 / \text{год}$ складає

$$\Pi_t = V_x F,$$

де V_x - робоча швидкість ходу екскаватора, $\text{м}^3/\text{год}$;

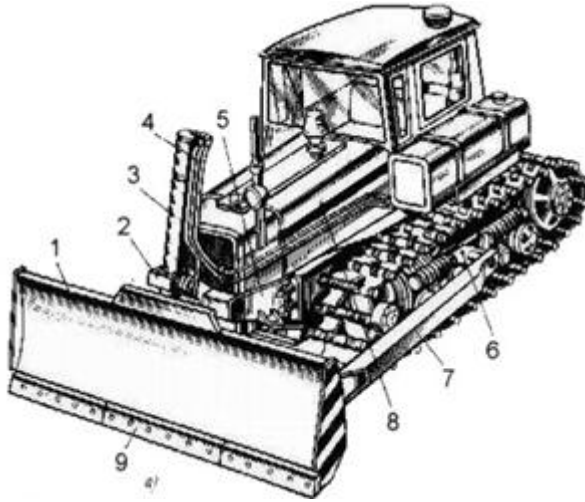
F - площа поперечного перерізу виїмки, м^2 .

При визначенні технічної продуктивності усередненої по категоріях ґрунтів, враховують частку ґрунту кожної категорії в загальному виробленому ґрунті і продуктивність по кожній категорії.

Бульдозери.

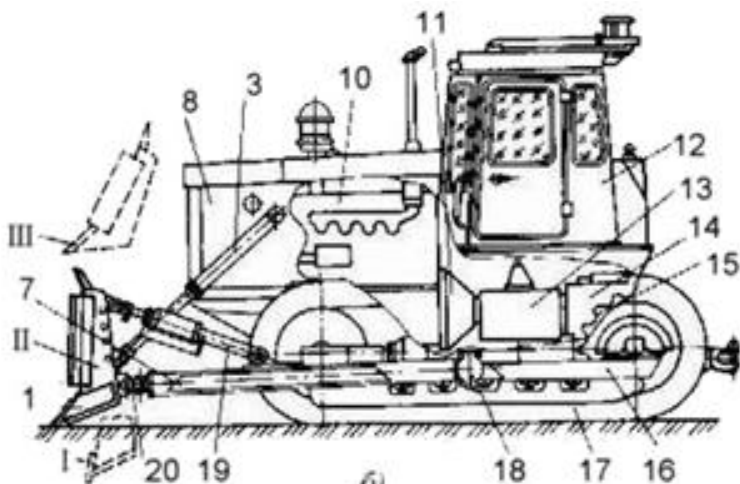
Бульдозери представляють собою навісне обладнання на базовий гусеничний або пневмоколісний трактор (двовісний колісний тягач), що включає відвал з ножами, штовхаючий пристрій у вигляді брусків або рами і систему управління відвалом. Сучасні бульдозери є конструктивно подібними машинами, базові трактори та навісне обладнання яких широко уніфіковані. Найбільш поширені бульдозери з неповоротним відвалом, з поворотним відвалом, бульдозери розпушувачі, а також бульдозери - навантажувачі.

Бульдозери з неповоротними відвалами бувають з жорсткими (Мал.1.14, а) і шарнірними (Мал.1.14, б) штовхаючими брусами.



Мал.1.14, а Гусеничний бульдозер з неповоротним відвагом із жорсткими штовхаючими брусами:

1 - відвал; 2 - несуча рама; 3 - гідроциліндр підйому-опускання відвалу; 4 - рукав; 5 - підрамник; 6 - поперечна балка; 7 - штовхаючий брус; 8 - трактор; 9 - ніж.



Мал.1.14, б Гусеничний бульдозер з неповоротним відвалом з шарнірними брусками:

1 - відвал; 2 - несуча рама; 3 - гідроциліндр підйому-опускання відвалу; 4 - рукав; 5 - підрамник; 6 - поперечна балка; 7 - штовхачний брус; 8 - трактор; 9 - ніж; 10 - двигун; II - муфта зчеплення; 12 - кабіна; 13 - коробка передач; 14 - задній міст; 15 - зірочка; 16 - гусеничний візок; 17 - гусениця; 18 - шарнір; 19 - гідророзтяжка; 20 - універсальний шарнір; положення відвалу: I - нижнє; II - робоче; III - транспортне.

Бульдозер першого типу обладнаний відвалом 1, до якого жорстко приварені два штовхаючі бруски 7, що охоплюють зовні базовий трактор 8. Бруски шарнірно встановлені на поперечній балці 6, яка болтами прикріплена до рами трактора. Спереду до неї також прикріплений підрамник 5, до якого шарнірно через несучу раму 2 підвішений один гідроциліндр 3 подвійної дії. До гідроциліндру підведені два рукави високого тиску 4, які з'єднують його з гідросистемою трактора. Вона складається з гідронасоса, гідророзподільника, гідробака і гідролінії. Подаючи тиск масла, створений гідронасосом, в одну порожнину гідроциліндра, піднімають бульдозерний відвал, в іншу - опускають його. Відвал в зоні різання ґрунту обладнаний знімними ножами 9.

Бульдозер другого типу включає в себе прямокутні штовхаючі бруски 7, які з одного боку шарнірно 18 з'єднані з візками 16 трактора, з іншого - універсальними шарнірами - з відвалом 1.

Для збереження певного положення і різання ґрунту з мінімальними витратами енергії відвал з одного боку утримується гідрораскосом 19, з іншого - жорсткою тягою. Гідрораскос приєднаний до гідросистеми трактора і здійснює перекіс відвалу в поперечній площині. Бульдозер обладнаний двома гідроциліндрами 3 підйому-опускання, які також пов'язані з гідроприводом трактора.

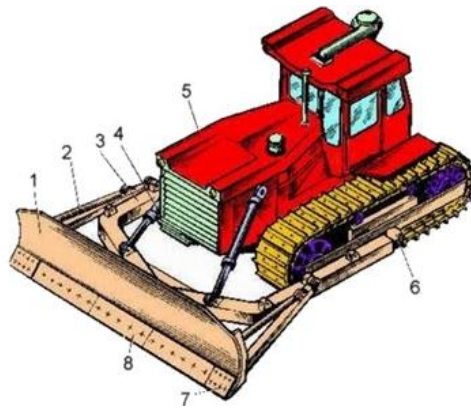
Гідроциліндрами підйому-опускання 3 відвал встановлюють у нижнє 7, робоче II, транспортне III і проміжне положення. В якості базової машини може бути використаний трактор, тягач або спеціальне шасі. Двигун 10 трактора через муфту зчеплення 11 або гідротрансформатор приводить в дію коробку передач 13 і задній міст 14. Зірочки 15 передають обертання від двигуна гусеницях 17, які переміщують всю машину вперед або назад.

Кабіну 12 розміщують переважно в задній (у тракторів типу ДТ-75Н, Т-4АП2, Т-170) або в середній (у трактора ДЕТ-250М2) частини, а також попереду машини з боку бульдозерного обладнання (у трактора Т-330).

Бульдозери з поворотним відвалом (Мал.1.15) відрізняються від бульдозера з неповоротним відвалом тим, що на базовий трактор 5 на шарнірах 6 кріплять охоплюючу раму 3. Попереду рами приварена кульова опора, на якій встановлено відвал 1. Кульова опора надає можливість повертати відвал.

По краях відвалу розташовують штовхачі 2, призначені для кріплення його до охоплюючої рами. Переставляючи вручну штовхачі в кронштейнах на рамі, встановлюють відвал в праве положення по ходу машини, середнє або ліве. У середньому положенні відвалу бульдозер виконує такі ж роботи, як бульдозер з неповоротним відвалом, при бічних положеннях відвалу засипають траншеї або очищають сніг. Вертикальні переміщення відвалу виконують гідроциліндрами підйому

опускання 4. Відвал обладнаний середніми 8 і крайніми 7 ножами.

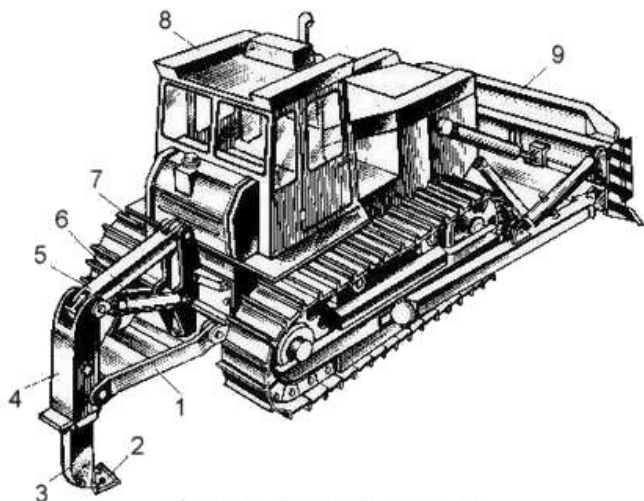


Мал.1.15. Гусеничний бульдозер з поворотним відвалом.

1 - відвал; 2 - штовхач з відкосом; 3 - рама; 4 - гідроциліндр, 5 - трактор; 6 - шарнір; 7, 8 - ножі.

Бульдозер - розрихлювач (Мал.1.16) характеризується тим, що на трактори, обладнані бульдозером з неповоротним або поворотним відвалом, ззаду навішують гідравлічний однозубий або багатозубий розрихлювач. До заднього мосту базового трактора 8 кріплять на шпильках опорну раму 7, на якій внизу шарнірно встановлена рама 1, а вгорі - тяга 5. До тяг шарнірно прикріплена робоча балка 4 так, що утворюється паралелограм.

По діагоналі паралелограма встановлені гідроциліндри 6. У робочій балці закріплений зуб 3 прямокутного перерізу, на кінці якого встановлений швидкознімний наконечник 2.



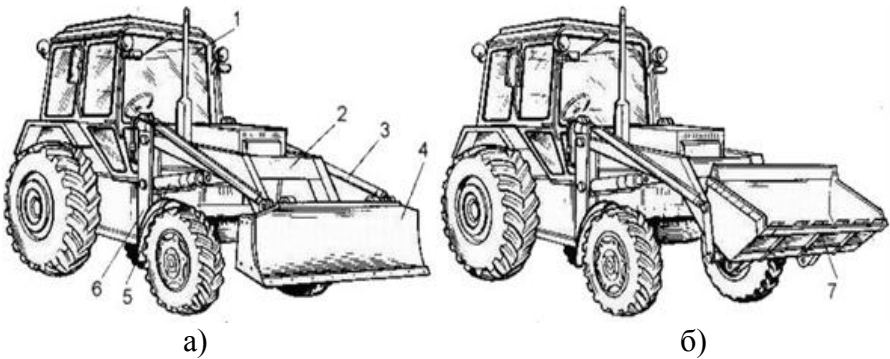
Мал.1.16 Бульдозер розрихлювач

1, 7 - рами; 2 - накінецьник; 3 - зуб; 4 - робоча балка; 5 - верхня тяга; 6 - гідроциліндр; 8 - гусеничний трактор; 9 - бульдозерне обладнання.

Висуваючи шток гідроциліндра, піднімають робочу балку і зуб у верхнє положення, втягуючи шток - заглиблюють розрихлювач в ґрунт. Завдяки паралелограму зуб переміщується при підйомі по траєкторії, близькій до вертикалі. На важких бульдозерах - розрихлювачах застосовують розпушувачі, у яких замість верхньої тяги встановлюють гідроциліндри, що забезпечують кутові переміщення робочої балки і зуба для отримання великих руйнівних зусиль машин.

Бульдозер - навантажувач (Мал.1.17) агрегатируют з колісним трактором або шасі. На базовому тракторі 1 нерухомо закріплена рама 6, що представляє собою дві вертикальні зовнішні стійки, жорстко з'єднані між собою. До рами шарнірно підвішують стрілу 2. Одна сторона стріли піднімається і опускається у вертикальній площині двома гідроциліндрами 5. На протилежному кінці стріли на двох шарнірах прикріплена рамка, яка повертається щодо стріли двома гідроциліндрами 3.

До рами кріплять бульдозерний відвал, навантажувальний ківш або інші види змінного робочого обладнання.



Мал.1.17 Бульдозери-навантажувачі на колісному тракторі “Беларусь”

а - з бульдозерним відвалом; б - з навантажувальним ковшем; 1 - трактор; 2 - стріла; 3, 5 - гідроциліндри; 4 - відвал; 6 - рама; 7 - навантажувальний ківш.

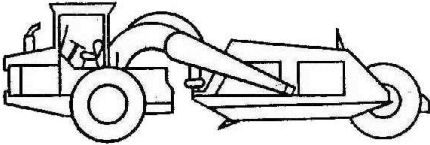
Скрепери

Скрепер є самохідна або причіпна (до гусеничного або колісного трактора чи колісного тягача) землерийно-транспортна машина, робочим органом якої служить ківш, який в нижній частині має ніж для зрізання шару ґрунту.

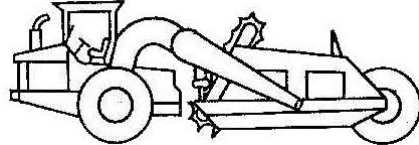
Скрепери призначені для пошарового копання, транспортування, пошарової відсипки, розрівнювання і часткового ущільнення ґрунтів I... IV категорій при інженерній підготовці території під забудову, плануванні кварталів, зведенні насипів, розробці широких траншей та виїмок під різні споруди і штучні водойми та інші. Найбільш ефективно скрепери працюють на неперезволожених середніх ґрунтах (супісках, суглинках, чорноземах), що не містять великих кам'янистих включень. При розробці скреперами важких ґрунтів їх попередньо рихлять на товщину стружки. Головним параметром скреперів є геометрична місткість ковша (m^3), яка лежить в основі типорозмірного ряду цих машин.

Скрепери класифікують :

- за місткістю ковша – на машини малої (до 5 м^3), середньої ($5... 15\text{ м}^3$) і великий (понад 15 м^3) місткості;
- за способом завантаження ковша – з пасивним завантаженням (Мал.1.18, а) рушійним зусиллям зрізаного шару ґрунту, з примусовим завантаженням (Мал.1.18,б) за допомогою скребкового елеватора;

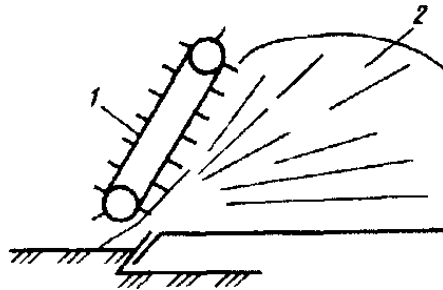


Мал.1.18, а

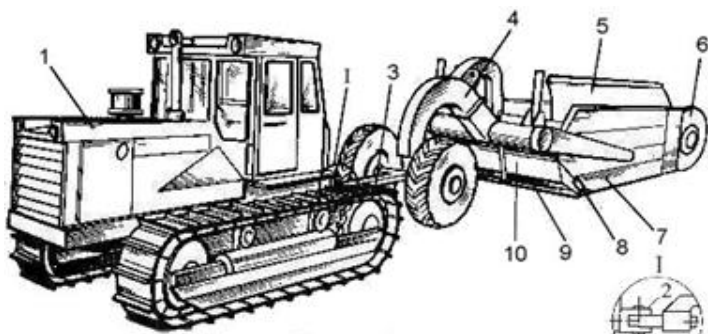


Мал.1.18, б.

- за способом розвантаження ковша – з примусовим розвантаженням при висуненні стінки ковша вперед (основний спосіб), з вільним (самозвальним) розвантаженням перекиданням ковша вперед по ходу машини;
- за способом агрегування з тяговими засобами - на причіпні (Мал.1.20) до гусеничних тракторів та двохосьових колісних тягачів; самохідні, що агрегуються з одновісними (Мал.1.21) і двохвісними (Мал.1.22) колісними тягачами;



Мал.1.19 Схема ковша скрепера з елеваторним завантаженням: 1 - скребковий елеватор; 2 - ківш.



Мал.1.20 Причипний скрепер

1 - трактор; 2 - з'єднувальний пристрій; 3 - вісь; 4 - рама; 5 - задня стінка; 6 - заднє колесо; 7 - ковш; 8, 9 - ножі; 10 - заслінка.



Мал.1.21 Скрепер з двохвісним колінчатим тягачем.



Мал.1.22.Самохідний трьохвісний скрепер

1 - трактор; 2 - зчеплюючий пристрій; 3 - рама; 4 - ківш із заслінкою і задньою стінкою.

- за способом управління робочим органом - з канатно-блоковим (механічним), гідравлічним і електрогідравлічним керуванням. Сучасні скрепери мають гідравлічну або електрогідравлічну систему управління робочим органом, яка забезпечує примусове опускання, підйом і розвантаження ковша, зміну глибини різання, підйом і опускання передньої заслінки ковша за допомогою гідроциліндрів подвійної дії. Примусове заглиблення ножів ковша в ґрунт дозволяє досить точно регулювати товщину стружки, скорочувати час набору ґрунту і ефективно розробляти щільні ґрунти.

Робочий процес скрепера складається з наступних операцій : різання ґрунту і наповнення ковша, транспортування ґрунту в ківші до місця укладання, вивантаження і укладання ґрунту, зворотний (холостий) хід машини у забій. При наборі ґрунту ножі, опущеного на ґрунт ковша, зрізають шар ґрунту товщиною h , який надходить в ківш при піднятій рухомій заслінці. Наповнений ґрунтом ківш на ходу піднімається в транспортне положення, а заслінка опускається, перешкоджаючи висипанню ґрунту з ковша. При розвантаженні ковша заслінка піднята, а ґрунт витісняється примусово з приспущеного ковша висуванням вперед задньої стінки ковша, причому регульованим зазором між ріжучої кромкою ковша і поверхнею землі встановлюють товщину шару ґрунту, що укладається. Розрівнюється (планується) ґрунт ножами ковша і частково ущільнюється колесами скрепера. При холостому ході порожній ківш піднімається в транспортне положення, а заслінка опускається. Для збільшення тягового зусилля скрепера при наповненні ковша в щільних ґрунтах зазвичай використовують бульдозер -штовхач.

При наповненні ковша швидкість руху скреперів складає 2...4 км/год., при транспортному пересуванні – 0,5...0,8 максимальної швидкості трактора або тягача.

У деяких моделях скреперів для зменшення опору при роботі в ківші встановлюють похилий скребковий конвеєр (елеватор), який здійснює примусове завантаження зрізаного

ножем шару ґрунту в ківш і його вивантаження. Скрепери з елеваторним завантаженням найбільш раціонально використовувати на сипучих ґрунтах при виконанні невеликих обсягів робіт.

Грейдери і автогрейдери.

Автогрейдери являють собою самохідні планувальні - профіліровочні машини, основним робочим органом яких служить повноповоротний грейдерний відвал з ножами, встановленими під кутом до поздовжньої осі автогрейдера і розміщеними між переднім і заднім мостами пневмоколісного ходового устаткування.

При русі автогрейдера ножі зрізають ґрунт, і відвал зсовує його убік.

Грейдери і автогрейдери знайшли широке застосування в дорожньому будівництві: для планування дорожніх основ при спорудженні земляного полотна; зведення земляного полотна з бокових резервів із рівної і без перешкодної місцевості (при висоті насипу до 0,5...0,75 м); пошарового розрівнювання ґрунту в насипах при роботі землерийних машин; для влаштування водовідвідних каналів; планування укосів, узбіч, виїмок і насипів; переміщення ґрунту та дорожньо-будівельних матеріалів, при ремонті та утриманні ґрунтових і гравійних доріг; при залізничному, меліоративному, іригаційному і гідротехнічному будівництві, а також для очищення доріг і площ від снігу.

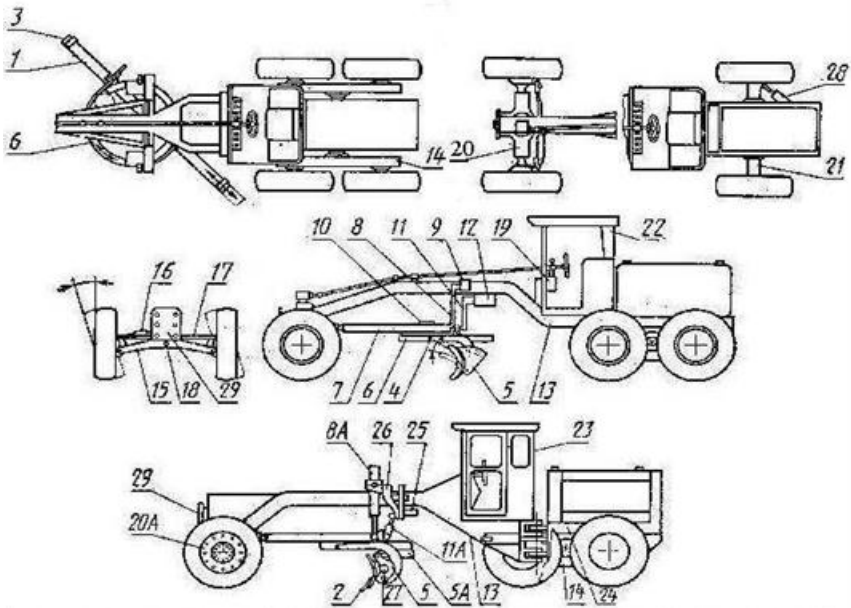
Для грейдерів і автогрейдерів робочий режим характерний низькими швидкостями (3...4,5 км/год.). Холостий пробіг виконується при швидкості до 15 км/год., а транспортні швидкості досягають 30...45 км/год. Грейдери і автогрейдери, як правило, працюють на захватці довжиною 1...2 км (визначається фронтом робіт). Причіпні грейдери поділяють на легкі, середні і важкі. Легкі грейдери мають відвал довжиною 2500...3000 мм, середні 3000...3500, важкі 3500...4500 мм; за робочою масою - легкі 2,6 т, середні 2,96 т, важкі 4 т і більше; за управлінням - з

ручним, механічним і гідравлічним приводом; по ходовому обладнанню - з металевими колесами і з гумовими автошинами.

Автогрейдер класифікують за системою управління робочим органом (механічна, гідравлічна, комбінована - редукторно-гідравлічна або пневмоелектрична) і за системою ходового обладнання (з двома і трьома колісними осями). Для всіх автогрейдерів встановлена колісна формула: АХВХВ, де А - число осей з керованими колесами; В - число осей з ведучими колесами, В - загальне число осей.

Автогрейдер використовують на ґрунтах I...III категорій. Процес роботи автогрейдера складається з послідовних проходів, при яких здійснюється різання ґрунту, його переміщення, розрівнювання і планування поверхні споруди.

Сучасні автогрейдер конструктивно подібні і виконані у вигляді самохідних тривісних машин з повноповоротним грейдерним відвалом, з механічною і гідромеханічною трансмісією і гідравлічною системою управління робочими органами. Докладна будова елементів автогрейдера наведена на (Мал.1.23).



Мал.1.23. Будова автогрейдера

1 - відвал; 2 - нижній ніж; 3 - боковий ніж; 4 - кронштейн кріплення відвалу; 5 - кронштейн механізму установки кута різання; 5А - гідроциліндр установки кута різання; 6 - поворотний круг; 7 - тягова рама; 8 - тяга механізму підйому відвала; 8А-гідроциліндр підйому відвалу; 9 - механізм підйому відвала; 10 - реверсивний привід поворотного круга; 11 - тяга механізму тягової рами з відвалом; 11А - гідроциліндр виносу рами з відвалом; 12 - механізм виносу тягової рами з відвалом; 13 - основна рама; 14 - балансирний візок з приводом ведучих коліс; 15 - перехідний міст; 16 - циліндр нахилу передніх коліс; 17 - поперечна тяга нахилу коліс; 18 - балансирний шкворень переднього колеса; 19 - коробка механізму серво керування; 20 - задній міст; 21 - ведучий задній міст; 22 - нав'яз з пристосуванням ROPS; 23 - кабіна з пристосуванням ROPS; 24 - підмоторна рама; 25 - блокування важеля підйому; 26 - важіль підйому; 27 - гідроциліндр висування відвала; 28 - гідроциліндр повороту задніх керованих коліс; 29 - плита для закріплення додаткового обладнання.

Автогрейдер складається з рами, трансмісії, ходового пристрою, основного і додаткового робочого обладнання, механізмів з системою управління і кабіни машиніста. Рами автогрейдерів можуть бути жорсткими і шарнірно-зчленованими. Наявність шарнірно-зчленованої рами забезпечує підвищену маневреність машини.

Основним робочим органом грейдерів є відвал. Додатковими робочими органами причіпних грейдерів можуть бути подовжувач відвалу, укісники і планувальники укосів. При переміщенні і розрівнюванні ґрунту на відвал встановлюють подовжувач, що дозволяє розробляти ділянку дороги з більш широкою смугою, максимально використовувати потужність тягача і підвищувати продуктивність.

Набір робочого обладнання автогрейдера включає в себе:



Грейдерний відвал
Міцний поворотний круг зі змінним зубчастим вінцем забезпечує надійність обладнання.



Бульдозерний відвал
Бульдозерний відвал має паралелограмну підвіску



Кирковщик
Кирковщик з трьома зубцями задньої навіски.



Шарнір рами
Шарнір рами забезпечує складання автогрейдера в обидві сторони на кут до 30 °.



Передній міст
Передній міст хитанням балки, нахилом коліс і їх поворотом забезпечує ефективну роботу автогрейдера.



Кабіна
Кабіна має оптимальну оглядовість, регульовану кермову колонку і сидіння, систему захисту ROPS EOP, звукоізоляцію, опалювально-вентиляційну установку.



Виніс відвала під кутом 90 °
Універсальна підвіска грейдерного обладнання дозволяє здійснювати винесення відвалу в обидві сторони на кут 90 °.

Відвал автогрейдера виконаний з листової сталі, зігнутої по радіусу, і встановлений на тяговій рамі. У нижній частині укріплений на болтах нижній ніж, а з боків відвалу укріплені бічні ножі. Відвал може переміщатися в направляючих за допомогою гідроциліндра, який кріпиться до одного з двох кульових пальців залежно від того, в яку сторону необхідно виносити відвал. Для енергоємності процесу різання ґрунту і продуктивності автогрейдера важливе значення мають кути установки відвалу.

Кут захвату утворюється між поздовжньою віссю відвалу і поздовжньою віссю автогрейдера. Кут захвату визначає ширину захвату полотна дороги, швидкість і енергоємність при вирізанні і переміщенні ґрунту вздовж дороги. При різанні ґрунту відвалом приймають оптимальний з точки зору енергоємності кут захоплення ($35 \dots 45^\circ$).

Кут нахилу (кут різання) визначає поперечний нахил відвалу до поверхні землі і встановлюється за допомогою механізму підйому та опускання відвалу установкою кожного кінця відвалу на потрібну висоту (при зарізу не більше $15 \dots 20^\circ$, а при оздоблювальних роботах - 18°).

Кут різання утворюється між передньою площиною ножа і поверхнею ґрунту. Кут різання залежить від виду роботи і властивостей ґрунту (при різанні ґрунту - 30° , при плануванні - 70°). Для точної і швидкої установки відвалу під необхідними кутами рекомендується застосовувати спеціальні прилади, наприклад, кутомір. Усі виміри виконуються при повній зупинці автогрейдера.

Додатковими робочими органами автогрейдера є: кирковщик (розпушувач), який застосовується для розпушування щільних ґрунтів і киркування гравійно-щебеневих покриттів при ремонті доріг, бульдозерне обладнання та снігоочисник.

Розрихлювач - кирковщик може встановлюватися в задній частині відвалу або в передній частині автогрейдера і управлятися, за допомогою спеціальних гідроциліндрів.

Аналогічним чином на передньому кронштейні хребтової балки основної рами встановлюється робоче устаткування бульдозера і снігоочисника.

Робота автогрейдера характеризується двома режимами: тяговим, або робочим, і транспортним.

Тяговим або робочим називають режим роботи автогрейдера в процесі різання і переміщення ґрунту або виконання інших видів робіт, транспортним - рух машини з піднятим відвалом на холостому ході по робочій ділянці або при переїзді з одного об'єкта на інший. Тяговий режим характеризується великим тяговим зусиллям і малими швидкостями руху автогрейдера, в той час як транспортний - великими швидкостями руху і малим тяговим зусиллям.

При визначенні опору, що виникає у робочому режимі при різанні і переміщенні ґрунту автогрейдером, повинні бути відомі: вид ґрунту і його характеристика; розміри відвалу і кути його установки; вага автогрейдера.

Продуктивність автогрейдера визначається його основними параметрами: розмірами ножа, потужністю двигуна, тяговим зусиллям на колесах і умовами роботи (характером ґрунту, технологією робіт і т. д.).

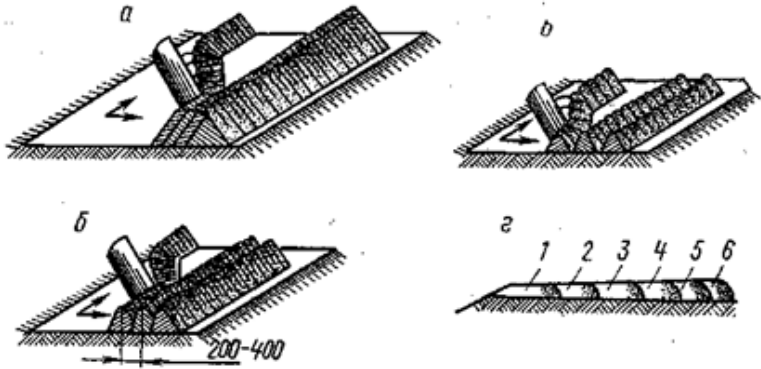
Продуктивність автогрейдера вимірюється обсягом зрізаного і переміщеного ґрунту за одиницю часу, в кілометрах або квадратних метрах з профільованої дороги або площі.

Найбільший економічний ефект дає використання грейдерів і автогрейдерів на зведенні насипів до 0,6-0,7 м. Робота цих машин зводиться до виконання трьох основних операцій різання, переміщення і розрівнювання ґрунту, причому переміщення ґрунту з резерву є однією з основних операцій і становить 65-75 % загальної кількості їх проходів. Переміщення і укладання ґрунту здійснюють способами, зазначеними на Мал.1.24.

Зведення насипу відбувається пошарово з поступовим нарощуванням його висоти. Якщо темп потоку по зведенню земляного полотна набагато більший темпу потоку з будівництва дорожнього покриття та ущільнювати кожен

відсипаний шар ґрунту не потрібно, валики в насипу укладають вприжим без зазору (Мал.1.24, а), насип ущільниться при природньому осіданні ґрунту.

При ущільненні насипу валики ґрунту укладають в напівприжим (Мал.1.24, б) з подальшим розрівнюванням і в розбіжку (Мал.1.24, в).



Мал.1.24. Схеми укладання валиків ґрунту в тілі насипу : а - вприжим без зазору; б - напівприжим; в - врозбіжку; г - розташування валиків при зведенні насипу.

Валики першого шару ґрунту укладають нарощуванням від краю насипу до його осі, при цьому перший валик переміщують до краю насипу і частково розрівнюють, другий переміщують через перший, третій - через другий і т. д. (Мал.1.24, г), з частковим розрівнювання кожного валика.

У другому шарі валики укладають в напівприжим, починаючи від осі насипу до узбіччя, а останні валики по ширині земляного полотна укладають вприжим. Від руйнуючої дії поверхневих і ґрунтових вод влаштовують водовідвідні канали з боків дороги. При профілюванні ґрунтових доріг з бічних каналів вирізають ґрунт і переміщують його до осі дороги з розрівнюванням і наданням профілю заданого поперечного ухилу. Ці операції може виконувати і один грейдер або

автогрейдер, але краще коли вони працюють бригадами по чотири одиниці.

1.2 Машини для виконання бетонних робіт

Основні відомості про бетонні суміші і будівельні розчини.

Бетон являє собою штучний кам'яний матеріал, отриманий із суміші в'язкої речовини, води, заповнювачів і в необхідних випадках спеціальних добавок після її формування і твердіння. Будівельні розчини не мають у своєму складі великого заповнювача. До формування зазначені матеріали називають бетонні і розчинні суміші. По виду в'язучих речовин ці суміші діляться на цементні, силікатні, гіпсові і змішані. В'язучі матеріали і вода – це активні складові, між якими відбувається хімічна реакція, і після твердіння суміш перетворюється на каменеподібне тіло. Заповнювачі (пісок, щебінь) в реакції не приймають участі. Вони утворюють жорсткий скелет бетону. З метою економії цементу зерновий склад суміші повинен бути з мінімальним обсягом порот при найменшій поверхні частинок. Міцність бетону характеризується межею міцності на стиск стандартних зразків у 28- добовому віці природного твердіння – так званою «маркою» бетону (від 7,5 до 60,0 МПа). Міцність бетону залежить від кількості і якості цементу, водоцементного співвідношення, якості змішування, умов транспортування, якості ущільнення та умов твердіння.

Бетонна суміш повинна зберігати однорідність при транспортуванні і мати необхідну податливість - здатність заповнювати форму при даному способі ущільнення. Податливість суміші оцінюється її рухливістю або жорсткістю. Бетонна суміш, що здатна розтікатися і заповнювати форму під впливом власних сил тяжіння або невеликого механічного впливу, називається рухливістю. Рухливість суміші характеризується величиною осадження у сантиметрах

відформованого з неї конуса в спеціальному приладі. Жорсткість бетонної суміші визначається за часом вібрації у секундах, необхідного для розтікання попередньо відформованого з неї конуса у форму - куб, на лабораторній віброплощині з частотою коливань 3000 в хвилину і амплітудою 0,5 мм. Рухливість розчинної суміші оцінюється глибиною занурення в неї в сантиметрах спеціального стандартного конуса. Застосування жорстких сумішей дозволяє отримати бетон більш високої якості (або зменшити витрату цементу) і зменшити термін твердіння. Однак такі суміші важче виготовляються, ущільнюються і транспортуються по трубах і шлангах, внаслідок чого іноді доводиться переходити на більш рухомі суміші.

Машини для приготування бетонних та розчинних сумішей.

Бетонні і розчинні суміші готують шляхом механічного перемішування їх компонентів в змішувальних машинах - бетонних розчинозмішувачах. Якість суміші визначається точністю дозування компонентів і рівномірністю їх розташування між собою по всьому об'ємі суміші. Для рівномірного розташування компонентів суміші між собою в загальному обсязі замісу частинкам матеріалу надають траєкторії руху з найбільшою можливістю їх перетину. Змішування компонентів в однорідну суміш є досить складним технологічним процесом, який залежить від складу суміші, її фізико-механічних властивостей, часу змішування і конструкції змішувального пристрою.

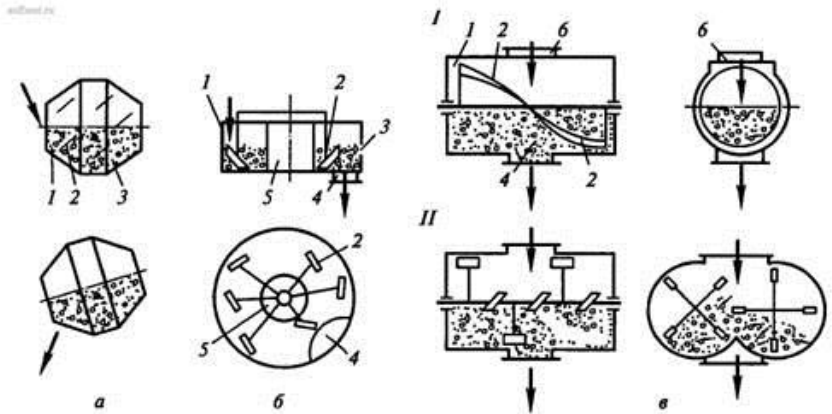
Технологічний процес приготування сумішей включає послідовно виконувани операції: завантаження віддозованих компонентів (в'язучих, заповнювачів і води) в змішувальну машину, перемішування компонентів і вивантаження готової суміші.

Змішувачі класифікують за трьома основними ознаками: характером роботи, принципу змішування, способу установки.

За характером роботи розрізняють змішувальні машини періодичної (циклічної) і неперервної дії. У змішувачах

циклічної дії (Мал.1.25) перемішування компонентів і видача готової суміші здійснюється окремими порціями. Кожна нова порція компонентів бетону або розчину може бути завантажена в змішувач лише після того, як з нього буде вивантажений готовий заміс. Змішувачі циклічної дії зазвичай застосовують при частій зміні марок бетонних сумішей або розчинів. У них можна регулювати тривалість змішування.

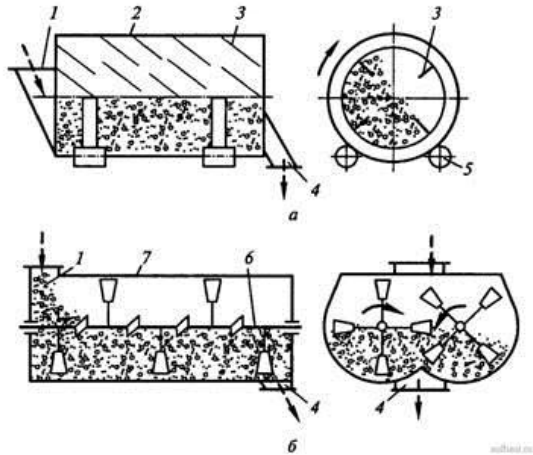
У змішувачах безперервної дії (Мал.1.26) завантаження компонентів, їх перемішування і видача готової суміші здійснюються одночасно і безперервно. Віддозовані компоненти безперервним потоком надходять в змішувач і змішуються лопатями при просуванні від завантажувального до розвантажувального отвору. Готова суміш безперервно надходить в транспортні засоби. Змішувачі безперервної дії найбільш доцільно застосовувати для приготування великих об'ємів бетонної або розчинної суміші однієї марки.



Мал.1.25. Принципові схеми змішувачів циклічної дії (стрілками вказано напрям руху матеріалів)

а - гравітаційні (барабанні); б - примусової дії з вертикально розташованими змішувальними валами (тарілчастими); в - примусової дії з горизонтально розташованими змішувальними валами (лотковими) - зверху одновальні, внизу двухвальні; I - положення змішування; II -

положення розвантаження; 1 - барабан (корпус), 2 - лопаті, 3 - суміш; 4, 6 - розвантажувальний та завантажувальний отвори; 5 - центральний стакан



Мал.1.26. Принципові схеми змішувачів безперервної дії :
 а - гравітаційні, б - примусової дії; 1 - завантажувальний отвір; 2 - барабан; 3 - лопаті, 4 - розвантажувальний отвір; 5 - опорні ролики; 6 - лопатевий вал, 7 - корпус; → - напрямок обертання барабана або змішувального механізму; - → - напрямок руху матеріалів

Головним параметром змішувальних машин циклічної дії є обсяг готового замісу (л), виданий за один цикл роботи, змішувачів безперервної дії - обсяг готової продукції (m^3), що видається машиною за 1 год роботи.

За принципом змішування компонентів розрізняють машини зі змішуванням при вільному падінні матеріалів (гравітаційні) із примусовим змішуванням (примусової дії). У змішувачі примусової дії орбіти складових мають вимушений характер, у гравітаційних - вільний. Гравітаційний змішувач обертається відносно горизонтальної або похилої (під кутом до 15°) осі барабана з лопатями на внутрішній поверхні (Мал.1.25, а; 1.26, а). Лопаті безперервно підхоплюють і піднімають

компоненти суміші на певну висоту, при досягненні якої вони вільно падають потоком з лопатей під дією сили тяжіння; змішування відбувається в результаті зіткнення падаючих потоків компонентів. Щоб уникнути виникнення відцентрових сил, що перешкоджають вільній циркуляції суміші всередині барабана, частота його обертання зазвичай не перевищує $0,3...0,4 \text{ с}^{-1}$. У змішувачах з примусовим змішуванням компоненти суміші примусово перемішуються в нерухомому барабані або чаші горизонтальними, похилими або вертикальними лопатевими валами або лопатевим ротором, які обертаються всередині змішувальної ємності. Змішувачі з горизонтальними змішувальними валами називають лотковими (Мал.1.25, в), з вертикальними валами - тарілчастими (Мал.1.25, б).

За способом установки змішувачі поділяються на пересувні і стаціонарні. Пересувні змішувачі використовуються при невеликих обсягах будівельних та ремонтно-будівельних робіт на розсосереджених об'єктах, а стаціонарні входять до складу технологічних ліній бетоно-розчинозмішувальних установок середньої та великої продуктивності бетонних та розчинних заводів.

Технічна продуктивність змішувальних машин циклічної дії, $\text{м}^3/\text{год}$. Визначається за формулою:

$$P_T = V_3 n / 1000,$$

де V_3 - обсяг готової суміші в одному замісі, л; $V_3 = V_6 k$; V_6 - місткість змішувального барабана по завантаженню складових (корисний об'єм барабана), k - коефіцієнт виходу готової суміші; для бетонної суміші $k = 0,65...0,7$, розчинів $k = 0,75...0,85$; n - число замісів, виданих змішувачем протягом 1 год,

$$n = 3600 / (t_1 + t_2 - t_3 + t_4),$$

де t_1 , t_2 , t_3 , t_4 - тривалість завантаження, змішування, вивантаження і повернення барабана у вихідне положення або закриття затвора, с.

Технічна продуктивність змішувальних машин безперервної дії з примусовим змішуванням, $\text{м}^3/\text{год}$,

$$P_T = 36000 S v,$$

де $S = k_n \pi d^2 / 4$ - середня площа поперечного перерізу потоку суміші в корпусі змішувача, m^2 ; k_n - коефіцієнт наповнення перерізу корпусу змішувача (0,28...0,34); d - діаметр лопатей змішувача, m ; $v = s\omega$ - швидкість руху суміші в напрямку поздовжньої осі корпусу змішувача, m / c ; s - крок лопатей, m ; ω - частота обертання лопатевого вала, c^{-1} .

Розчинозмішувачі

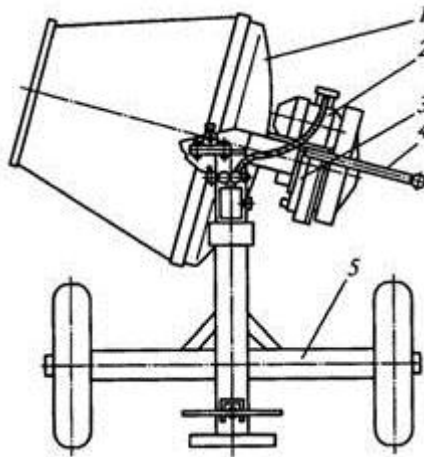
Розчинозмішувачі циклічної дії призначені для приготування будівельних розчинів (цементних, вапняних, глиняних, гіпсових, шлакових і складних) при виконанні кам'яних, ізоляційних, штукатурних, монтажних і покрівельних робіт і являють собою машини з примусовим змішуванням компонентів розчину нерухомої ємкості горизонтальним або вертикальним лопатевим валом (лопатеві змішувачі) або швидкообертним лопатевим ротором (турбулентні змішувачі). Пересувні розчинозмішувачі мають об'єм готового замісу 30, 65, 125 і 250 л, а стаціонарні – 400, 800 і 1200 л. Стаціонарними розчинозмішувачами комплектують автоматизовані розчинні вузли і заводи.

Пересувні малогабаритні розчинозмішувачі циклічної дії (Мал.1.27) з об'ємом готового замісу 30 і 65 л застосовують на об'єктах з невеликою потребою в розчині (до 2,6...3,0 m^3 /год.), встановлюють в безпосередній близькості від місця укладання суміші і переміщують у межах будівельного майданчика і робочого місця на колесах. Такі розчинозмішувачі не мають пристроїв для дозування і механічного завантаження компонентів. Застосування розчинозмішувачів найбільш раціонально для приготування розчинів із сухих сумішей при проведенні оздоблювальних робіт. Малі габарити машин дозволяють експлуатувати їх в приміщеннях.

До циклічних розчинозмішувачів тарільчатого типу відносяться розчинозмішувачі СО-23В, МРБС-100, СР-100 з вертикальним лопатевим валом і змінними барабанами -

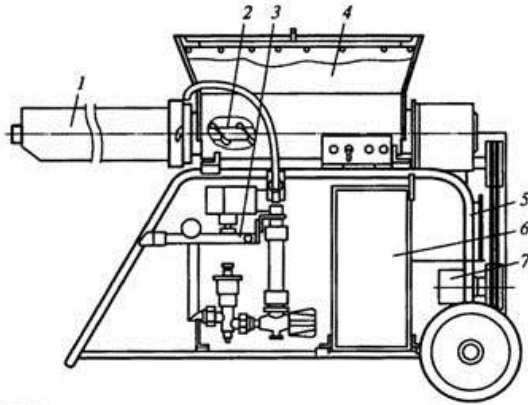
тачками, а також турбулентний високообертвий розчино-бетонний змішувач СБ-133А.

Розчинозмішувачі СО-23В, МРБС-100 ІСР-100 з об'ємом готового замісу 65 л виконані за єдиною конструктивною схемою і мають мало відмінностей. Вони призначені для приготування будівельних розчинних сумішей з рухливістю не менше 5 см, яка визначається за ГОСТ 5802-86, і бетонів. До переваг змішувачів відноситься велика активність процесу перемішування, що запобігає комкуванню суміші і дозволяє готувати гіпсові і вапняно - гіпсові розчини.



Мал.1.27 Пересувний розчино змішувач.

1 - змішувальний барабан; 2 - електродвигун; 3 - редуктор; 4 - механізм повороту нахилу барабану; 5 - рама з ходовою частиною.



Мал.1.28. Змішувач СО- 201

Кожен змішувач складається з приймального бункера 4, приводу 7, шнека-дозатора 2 з пристосуванням для розпушування сухого матеріалу, змішувальної циліндричної камери (труби) 1 з вивантажувальним вікном, лопатевого змішувального вала, розміщеного в трубі і з'єданого з шнеком - дозатором, вододозувальним пристроєм 3 з регулятором рухливості суміші і приладу для виміру витрати води, рами з колесами 5 і електроустаткування 6. Привід шнека-дозатора і лопатевого вала здійснюється від електродвигуна через клинопасову передачу. Принцип дії таких змішувачів полягає в наступному: суха суміш завантажується в приймальний бункер і шнеком-дозатором подається в змішувальну камеру, де змішується з водою, рівномірно подається в ємність через систему дозування для отримання розчину необхідної консистенції. Гвинтові лопаті змішувача забезпечують пересування суміші вздовж осі змішувача камери до вивантажувального вікна.

При невеликих обсягах робіт змішувачі використовують як самостійно діючі машини і завантажують сухою сумішшю вручну з крафт-мішків. При роботі змішувачів в комплексі з штукатурними агрегатами і станціями їх завантаження здійснюється з силосу з сухою сумішшю.

Застосування розчиннозмішувачів безперервної дії дозволяє автоматизувати технологічні процеси будівельно-оздоблювальних робіт.

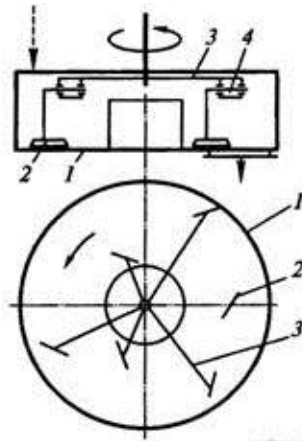
Бетонозмішувачі

Стаціонарні циклічні бетонозмішувачі примусової дії призначені для приготування жорстких і рухливих бетонних сумішей і будівельних розчинів. Матеріали змішуються шляхом примусового впливу на суміш лопатей, які надають частинкам найрізноманітніші траєкторії руху. До переваг бетонозмішувачів примусової дії в порівнянні з гравітаційними відносяться велика активність і якість процесу перемішування, запобігання грудкуванню суміші, до недоліків – складність конструкції і висока металоємність машин, обмежене застосування великих наповнювачів, значний знос робочих поверхонь, велика енергоємність процесу перемішування.

Бетонозмішувачі примусової дії поділяються на тарільчасті і лоткові. Тарільчасті бетонозмішувачі - це машини роторного типу з вертикально розташованими валами, лоткові - двозальні машини з двома горизонтальними лопатевими валами. Стаціонарні циклічні бетонозмішувачі роторного (тарільчасті) і лоткового типів використовуються в якості вбудованого обладнання в технологічних лініях бетонорозчинних заводів і установок, бетонозмішувальних цехів заводів збірних залізобетонних виробів і призначені для приготування бетонних сумішей і будівельних розчинів.

У роторному бетонозмішувачі (Мал.1.29) компоненти суміші перемішуються в кільцевому робочому просторі нерухомої чаші 1 лопатями 2 ротора 3, що обертається з частотою $0,5...0,6 \text{ с}^{-1}$. Змішувальні лопаті кріпляться до ротора за допомогою пружинних (ресорних) амортизаторів 4 на різному віддаленні від осі його обертання, а їх робочі поверхні розташовані під різними кутами до траєкторії свого руху. Така схема установки лопатей, що створює при своєму русі поздовжні і поперечні потоки змішувальних компонентів; забезпечує

інтенсивне і якісне перемішування суміші будь-якої консистенції.



Мал.1.29. Принципова схема циклічного роторного бетонозмішувача

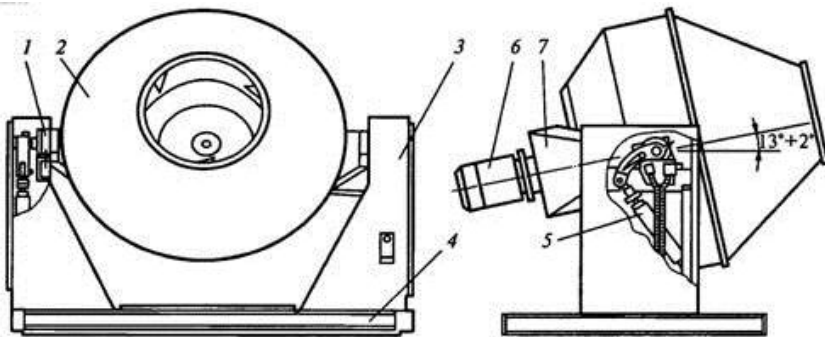
Амортизатори дозволяють лопатям повертатися при попаданні між ними і днищем крупних шматків заповнювача. У змішувальному пристрої крім змішувальних лопатей є зовнішні і внутрішні очисні лопаті, що прикріплюються до ротора жорстко. Внутрішня поверхня чаші футерована зносостійкою сталлю. У дні чаші є розвантажувальний люк, що перекривається затвором з важільним або пневматичним приводом.

Стационарні циклічні гравітаційні бетонозмішувачі застосовують на бетонних заводах, які централізовано постачають товарним бетоном об'єкти з великим обсягом споживання, в бетонозмішувальних цехах заводів збірних залізобетонних виробів і в бетонозмішувальних установках. Вони випускаються об'ємом готового замісу 500, 1000 і 3000 л і виконуються з нахиленими двоконусними змішувальними барабанами і гідравлічним або пневматичним приводом механізму перекидання барабана.

У стаціонарних циклічних гравітаційних бетонозмішувачах завантаження компонентів і вивантаження

готової суміші механізовані і здійснюються при обертанні барабану.

Бетонозмішувач СБ-91В (Мал.1.30) об'ємом готового замісу 500 л призначений для приготування рухливих бетонних сумішей і використовується в бетонозмішувальних установках продуктивністю до 20 м²/год. Бетонозмішувач складається з рами 4, змішувального барабана 2, траверси 7, приводних механізмів обертання б і перекидання 5 змішувального барабана, електрообладнання, апаратури пуску, захисту і управління. Траверса зі змішувальним барабаном спирається на дві стійки 3 рами, в одній з яких змонтований гідравлічний механізм (гідроциліндр з важелем) перекидання змішувального барабана при розвантаженні. Гідроциліндром, який з'єднаний з однією з цапф 1 траверси, через важіль здійснюється поворот траверси разом зі змішувальним барабаном при перекиданні барабана з положення приготування суміші в положення вивантаження і назад. На внутрішній поверхні конусів змішувального барабана, облицьованих футеровкою, закріплені шість змішувальних лопатей. Обертання барабану з частотою 18 хв⁻¹ здійснюється від електродвигуна через циліндричний двоступінчастий редуктор. Гідропривід механізму перекидання барабана складається з масляного бака, гідронасосу, гідророзподільника, фільтра, клапанної апаратури і з'єднувальних трубопроводів.

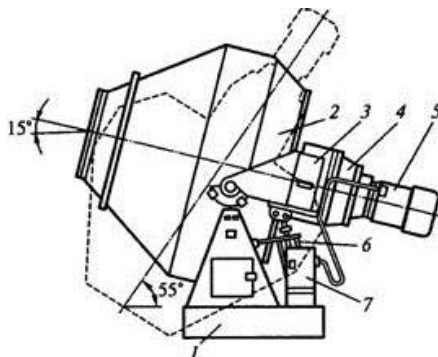


Мал.1.30. Змішувач СБ- 91В

Бетонозмішувач СБ-153А (Мал.1.31) обсягом готового замісу 1000 л призначений для виготовлення рухливих бетонних сумішей з крупністю заповнювача до 120 мм і використовується в технологічних лініях заводів збірного залізобетону, на бетонних заводах і в бетонозмішувальних установках. Бетонозмішувач складається з рами 1 з двома опорними стійками змішувального барабана 2, траверси 3, механізму обертання і перекидання барабана, електрообладнання та цапфи управління 7.

Футерована облицюванням внутрішня поверхня двоконусного барабана має шість лопатей, закріплених на кронштейнах - тримачах. У днищі барабана встановлений лопатевий активатор, що дозволяє прискорювати процес перемішування і підвищувати якість приготування сумішей. Обертання змішувального барабану з частотою 17,6 хв надається від фланцевого електродвигуна 5 через двоступінчастий планетарний редуктор 4.

Перекидання змішувального барабана при розвантаженні готової суміші, його повернення і фіксацію в положенні завантаження забезпечує пневматичний привід, що складається з двох пневмоциліндрів 6, приладів розподілення повітря, вологомастиловідділювача, з'єднувальних трубопроводів і глушителя. Живлення пневмоприводу стисненим повітрям під тиском 0,4...0,6 МПа здійснюється від повітряної магістралі цеху або заводу.



Мал.1.31. Змішувач СБ- 153А

Машини та обладнання для транспортування бетонних та розчинних сумішей

Для транспортування товарних бетонних та розчинних сумішей на відстані більше 1 км від змішувальних установок і заводів на будівельні об'єкти застосовують спеціалізовані автотранспортні засоби на базі шасі вантажних автомобілів - авторозчиновози, автобетонозмішувачі і автобетоновози, оснащені технологічним обладнанням для запобігання втрат і збереження якості сумішей у дорозі. У деяких випадках жорсткі суміші перевозять у спеціально обладнаних автосамоскидах. На великих будівництвах суміші перевозять в бункерах, баддях, контейнерах, встановлених в кузовах автомобілів або на залізничних платформах. Транспортування сумішей до місця укладання на невеликі відстані у внутрішньо-будівельних умовах здійснюється найбільш ефективно засобами трубного транспорту – бетоно- і розчинонасосами, бетоно - і розчинонагнетателями. При транспортуванні по трубах забезпечується безперервність переміщення суміші в горизонтальному і вертикальному напрямках, зберігається якість суміші і зводяться до мінімуму її втрати. Трубний транспорт дозволяє доставляти суміші у важкодоступні місця і вести роботи з їх укладання в стиснених умовах.

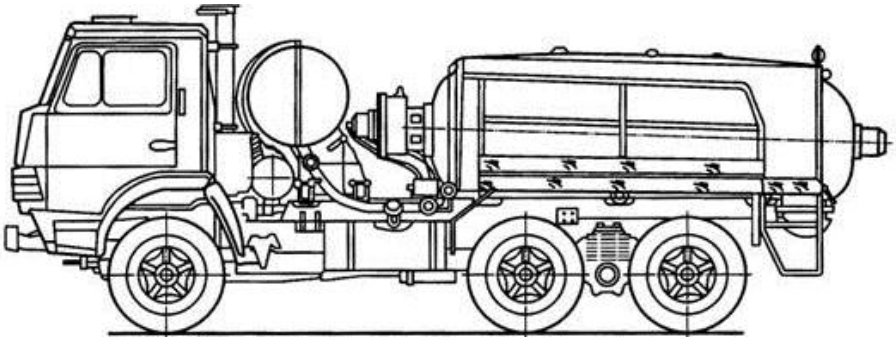
На якість сумішей, що перевозяться спеціалізованим автотранспортом, впливають тривалість перевезення, температура суміші і навколишнього середовища, стан дорожнього покриття.

Авторозчиновози

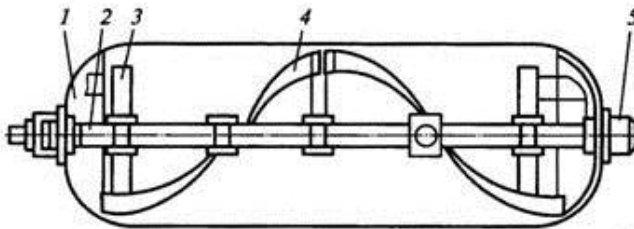
Авторозчиновози (Мал.1.32) застосовують для транспортування зі швидкістю до 65 км/год. якісних будівельних розчинів різної рухливості (5...13 см) з механічним спонуканням у дорозі слідування і пропорційної видачі суміші на будівельних об'єктах у прийомні ємності розчинонасосів, штукатурних агрегатів і станцій, проміжні видаткові бункери.

Перемішування розчину на шляху слідування забезпечується шнековими або лопатевими збурювачами,

порційна видача розчину - шибєрними відсікачами (заслінками). Збурювачі і відсікачі мають гідравлічний привід. Авторозчиновози обладнуються бортовим пристроєм промиву цистерни водою, яка підігрівается вихлопними газами, що полегшує догляд за цистерною і перешкоджає наростанню скелетного залишку на її стінках. Вони працюють при температурі навколишнього середовища - 20... +40 ° С.



Мал.1.32. Авторозчиновоз



Мал.1.33. Цистерна із збурювачем авторозчиновозу 581430 : 1 - цистерна, 2 - лопатевий вал (збурювач), 3 - стійка; 4 - лопать; 5 - підшипник

Головним параметром авторозчиновозів є корисна місткість цистерни або обсяг перевезеної суміші (m^3).

Авторозчиновоз 581430 призначений для перевезення, збурення і порційної видачі будівельних розчинів різних марок і сумішей на будівельних майданчиках. У процесі доставки зберігаються фізико-механічні властивості будівельної суміші.

У комплект устаткування входить горизонтально встановлена цистерна корисною місткістю 2,2 м³ з розгорнутою верхньою твірною, усередині якої є одновальний лопастевий підсилювач з спиралеподібною лопаттю (Мал.1.33) для перемішування розчину, щоб уникнути його розшарування при транспортуванні. Розчин завантажується в цистерну зверху при відкритих відкидних двостулкових кришках. Розвантажується розчин через розвантажувальний пристрій, що має пневмокеровану шиберну заслінку і розвантажувальні лотки. До розвантажувального пристрою шарнірно прикріплений додатковий поворотний лоток.

Лопатевий вал збурювач приводиться в обертання з частотою 5...15 хв від гідромотора через закриту зубчасту передачу. Привід насоса гідросистеми здійснюється від двигуна базової машини через коробку відбору потужності. При обертанні валу збурювача за годинниковою стрілкою здійснюється збурення розчинної суміші, що запобігає її розшаруванню. При обертанні у зворотний бік збурювач забезпечує подачу розчинної суміші до розвантажувального пристрою.

Керують роботою збурювача за допомогою гідророзподільників як з панелі управління, так і з кабіни водія.

Механічна система розвантаження цистерни з керованою шиберною заслінкою дозволяє видавати розчин порціями і за один рейс машини обслуговувати кілька будівельних об'єктів.

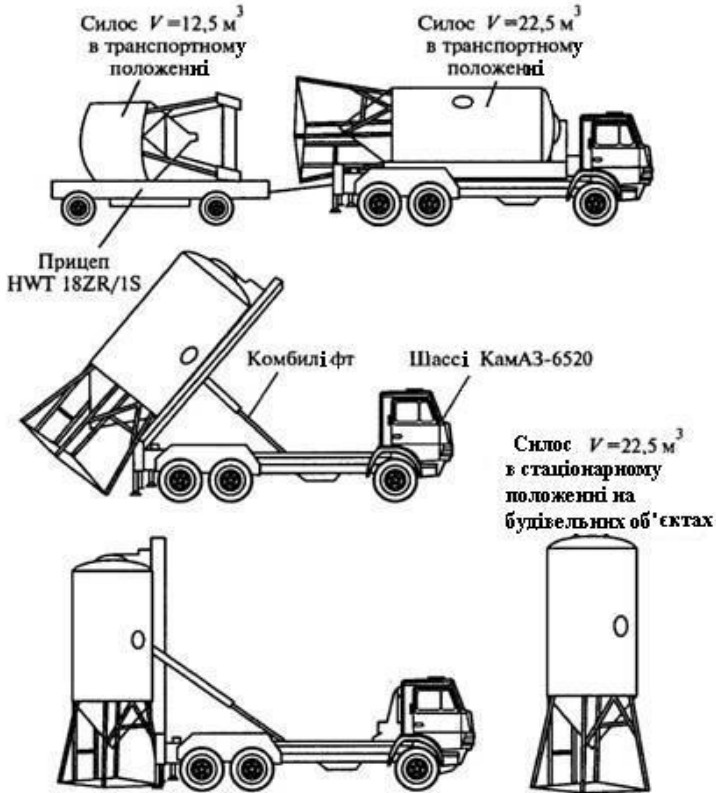
Автосумішевози

Автосумішевози призначені для доставки силосів з сухими будівельними сумішами на будівельні об'єкти та самостійного їх навантаження-вивантаження. Крім силосів на базові шасі можуть швидко (за 10...15 хв) встановлюватися інші змінні модулі: цистерни, контейнеровози, самоскидне обладнання і т. п.

Конструкція автосумішевоза дозволяє самостійно маніпулювати спуском – підйомом як порожніх, так і

завантажених силосів. Сумішевоз обслуговується одним водієм-оператором.

До складу автосумішевоза входить комбіліфт на базі шасі КамАЗ-6520 з причепом, на який встановлюються силоси об'ємом 6...22,5 м³.



Мал.1.34. Схема робочого циклу автосумішевоза

Застосування сухих сумішей має ряд переваг в порівнянні з традиційними технологіями будівництва, а саме: суміші вузько спеціалізовані, тобто кожна суміш призначена для певного виду робіт (залівка підлог, штукатурка, цегляна кладка і т.д.) і має відповідні добавки, що підвищує якість виконуваних робіт;

готові сухі будівельні суміші можуть тривалий час зберігатися в силосах на будівельних майданчиках в незмінному вигляді і використовуватися за потребою; силоси забезпечують збереження сухих будівельних сумішей при транспортуванні і зберіганні на заводах, базах і будівельних майданчиках, а додаткові пристрої дозволяють дозувати і безперервно подавати сухі будівельні суміші до місця приготування і використання готових будівельних сумішей.

Схема роботи автосумішевоза показана на Мал.1.34. Найбільш ефективна робота автосумішевоза при використанні його з додатковим навісним обладнанням, що включає універсальну штукатурну машину для готової штукатурки, пневматичну транспортну установку для всіх видів розчину, змішувач безперервної дії.

Автобетонозмішувачі

Автобетонозмішувачі застосовують для приготування бетонної суміші в дорозі на спеціалізованих установках, що готують суміш до місця укладання, для приготування бетонної суміші безпосередньо на будівельному об'єкті, а також для транспортування готової якісної суміші з перемішуванням її при перевезенні. Вони являють собою гравітаційні реверсивні бетонозмішувачі з грушовидним змішувальним барабаном, встановленим на шасі вантажних автомобілів, спеціальних шасі автомобільного типу або на напівпричепях, агрегованих з тривісними тягачами.

Змішувальні барабани мають постійний кут нахилу осі ($10...15^\circ$) до горизонту. У середині змішувальних барабанів встановлені двухзаходні гвинтові лопаті, що забезпечують завантаження і перемішування бетонної суміші при обертанні барабана в одну сторону і вивантаження готової суміші при обертанні барабана у зворотному напрямку (реверсі).

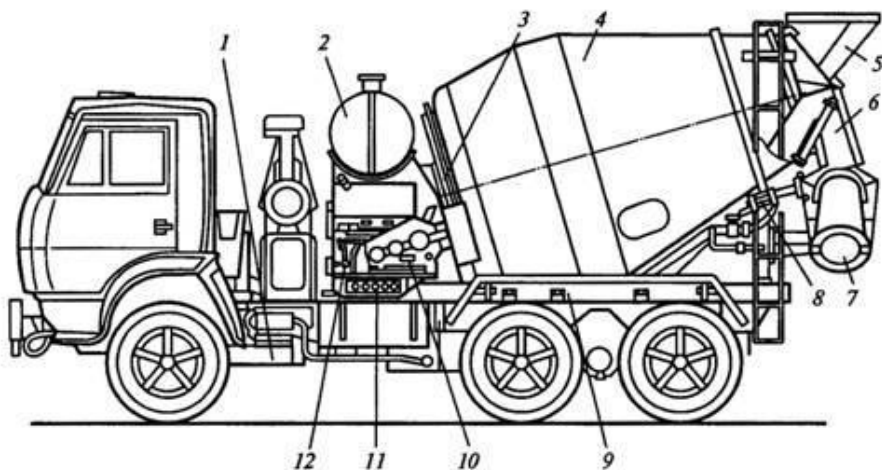
Для завантаження змішувального барабана компонентами суміші або бетонною сумішшю, а також вивантаження суміші зі змішувального барабана на місце укладання автобетонозмішувачі обладнуються лотковими завантажувально

- навантажувальними пристроями. Для забезпечення технологічного процесу приготування бетонної суміші із сухих компонентів, попередньо завантажених в змішувальний барабан, а також промивання барабана і вузлів автобетонозмішувача від залишків бетонної суміші автобетонозмішувач забезпечений системою водоживлення з баками для води, апаратурою для подачі води під тиском і її дозування.

Технологічне обладнання вітчизняних автобетонозмішувачів має мало відмінностей і максимально уніфіковано. Автобетонозмішувачі здатні працювати при температурі навколишнього повітря - 30°... + 40° С. Максимальна швидкість завантажених автобетонозмішувачів при русі по дорогах у технологічному режимі складає не більше 60 км/годину.

Головним параметром автобетонозмішувачів є місткість барабана змішувача по виходу готової суміші (м³).

Автобетонозмішувач 581412 (Мал.1.35) з об'ємом готового замісу 5 м³ змонтований на шасі 1 вантажного автомобіля КамАЗ-55111. Робоче обладнання автобетонозмішувача включає раму 9, змішувальний барабан 4 із завантажувально-розвантажувальним пристроєм, механізм 3 обертання барабана, дозувально-промивний бак 2, водяний відцентровий насос, систему управління обладнанням з важелями 10, 12 і контрольно-вимірювальні прилади 11. Змішувальний барабан має три опорні точки і нахилений до горизонту під кутом 15°. Завантажувально-розвантажувальний пристрій складається із завантажувальної 5 і розвантажувальної 6 воронки, складувального 7 змінної довжини і поворотного пристрою 8. Лоток може повертатися при розвантаженні в горизонтальній площині на кут до 180° і у вертикальній площині на кут до 60°.



Мал.1.35. Автобетонозмішувач 581412

Технічна годинна продуктивність автобетонозмішувача, м³/год.,

$$P_T = 60V k_{об} k_{вих} / T_{ц},$$

де V - місткість барабана, м³; $k_{об}$ - коефіцієнт використання геометричного об'єму, є відношенням об'єму сухих складових, що завантажуються в барабан, до геометричного його об'єму; $k_{вих}$ - коефіцієнт, що характеризує вихід суміші та визначається відношенням її об'єму до об'єму сухих складових (при перевезенні автобетонозмішувачем готової бетонної суміші $k_{вих}=1$); $T_{ц}$ - тривалість циклу автобетонозмішувача, хв.;

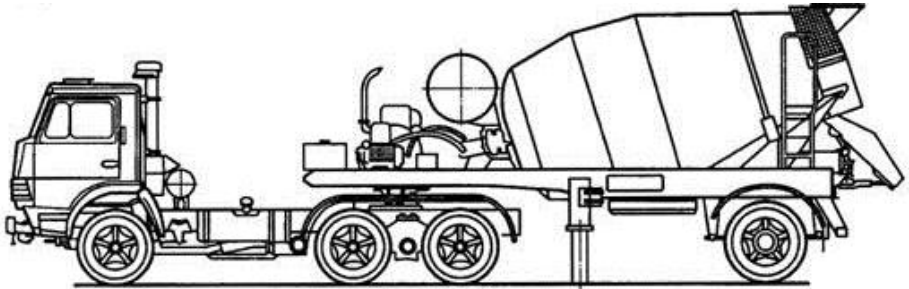
$$T_{ц} = \frac{60L (\theta_{гр} + \theta_{пор})}{T_{р} \theta_{пор}} + t_3 + t_p + t_n,$$

де L - дальність перевезення суміші, км; $V_{гр}$ і $V_{пор}$ - швидкість руху автобетонозмішувача у завантаженому та порожньому станах, км/год.; t_3 - тривалість завантаження барабана сухими складовими, хв; t_p і t_n - тривалість розвантажувальних і промивних операцій, хв.

Автобетонозмішувачі на напівпричепі представляють модифікований вид автобетонозмішувачів, які дозволяють

транспортувати і готувати бетонну суміш на шляху доставки або після прибуття на будівельний об'єкт.

Технологічне обладнання автобетонозмішувачів (Мал.1.36) змонтоване на напівпричепі ЧС ЗАП-8001, з'єднане зчпним пристроєм з тривісними тягачами різних моделей: КамАЗ, МАЗ, «Татра», «Івеко», «Мерседес-Бенц».

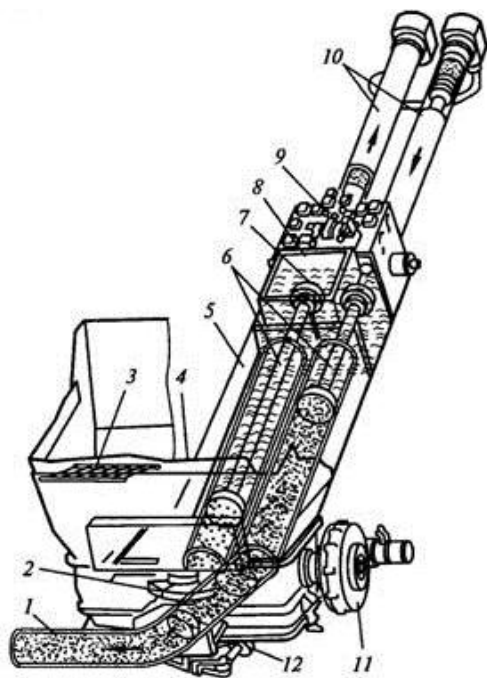


Мал.1.36. Автобетонозмішувач на напівпричепі

Напівпричіп має дві виносні опори, на які бетонозмішувач встановлюється по прибутті автопоїзда на будівельний об'єкт, до тих пір, поки автотягач не доставить черговий завантажений напівпричіп і не забере для завантаження звільнений.

Автобетононасоси

Автобетононасоси призначені для подачі свіжоприготовленої бетонної суміші з осіданням конуса 6... 12 см в горизонтальному і вертикальному напрямках до місця укладання при зведенні споруд з монолітного бетону та залізобетону. Вони являють собою самохідні мобільні бетонотранспортні машини, що складаються з базового автошасі, бетононасоса з гідравлічним приводом і шарнірно зчленованої стріли з бетоноводом для розподілу бетонної суміші в зоні дії стріли у всіх її просторових положеннях. Вітчизняні автобетононасоси конструктивно подібні і обладнуються двоциліндровими гідравлічними поршневыми бетононасосами.



Мал.1.37. Бетононасос

Бетононасос (Мал.1.37) складається з двох бетонотранспортних циліндрів 6, поршні яких одержують синхронний рух у взаємно протилежних напрямках від індивідуальних робочих гідроциліндрів 10, здійснюючи поперемінно такт всмоктування суміші в приймальні воронки 3 і такт нагнітання її в бетоноводи 1. Рух поршнів погоджено з роботою поворотного бетонорозподільного пристрою 2, поворот якого на певний кут здійснюється за допомогою двох гідроциліндрів 12. Коли в одному з бетоно транспортних циліндрів бетонна суміш всмоктується з воронки, у другому через поворотну трубу розподільного пристрою суміш нагнітається в бетоноводи.

В кінці ходу нагнітання розподільний пристрій змінює своє положення одночасно з перемиканням ходу приводних гідроциліндрів за допомогою стежачої системи.

Приймальна воронка обладнана у верхній частині решіткою 4, у нижній – лопатевим збурювачем з приводом 11.

Бетонотранспортні циліндри поміщені в корпус 5, що має резервуар 8 для промивної води і сполучається зі штоковими порожнинами бетонотранспортних циліндрів. При заміні промивочну воду зливають через спускний отвір, що перекривається кришкою з рукояткою 7. Бетононасос забезпечений електрогідравлічним блоком управління 9.

Гідравлічний привід забезпечує більш рівномірний рух суміші в бетоноводі, оберігає вузли насоса від перевантажень і дозволяє в широкому діапазоні регулювати робочий тиск і продуктивність машини. Двохпоршневі бетононасоси з гідравлічним приводом установ підтримують діапазон регулювання об'ємної подачі 5...65 м³/год при максимальній дальності подачі до 400 м по горизонталі і до 80 м по вертикалі.

Технічна продуктивність, м³/год, поршневих бетононасосів

$$P_T = 3600AInk_H$$

де А - площа поперечного перерізу поршня, м; l - довжина ходу поршня, м; n - число подвійних ходів поршня, с⁻¹; k_н - коефіцієнт наповнення сумішшю бетонотранспортного циліндра (0,8... 0,9).

Головним параметром автобетононасосів є об'ємна подача (продуктивність) в м³/год.

Автобетононасос (Мал.1.39) подає товарний бетон в горизонтальному і вертикальному напрямку до місця укладання за допомогою розподільної стріли 4 з бетоноводом 9 або інвентарного бетоновода. Розподільна стріла складається з трьох шарнірно зчленованих секцій, рух яким у вертикальній площині надається гідроциліндрами двосторонньої дії 5, 7 і 11. Стріла монтується на поворотній колоні 3, що спирається на раму 15 шасі 1 через опорно - поворотний пристрій 2, повертається в плані на 360 ° гідравлічним поворотним механізмом і має радіус

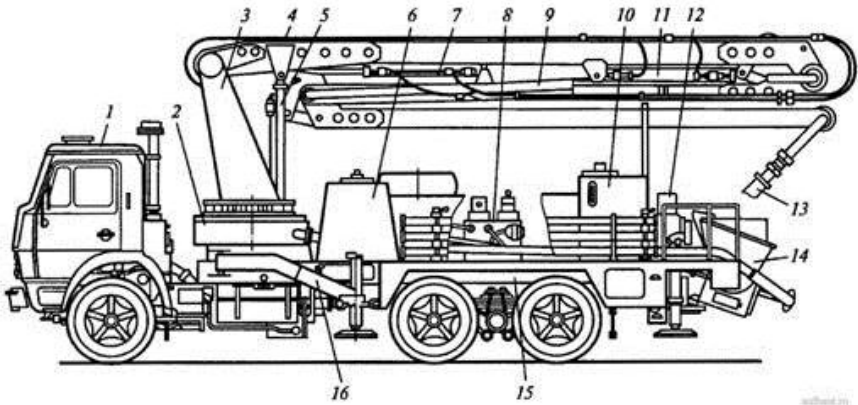
дії до 19 м. На шасі також монтується гідробак 6 і бак для води 10. Приєднаний до стріли шарнірно зчленований секційний бетоновоз 9 закінчується гнучким шлангом 3. Бетонна суміш подається в прийомну лійку 14 бетононасоса 8 з автобетонозмішувача або автобетоновозу. При роботі автобетононасос спирається на виносні гідравлічні опори 16. Автобетононасоси мають переносний пульт дистанційного керування рухами стріли, витратою бетонної маси і включенням - вимиканням бетононасоса, що дозволяє машиністу знаходитися поблизу місця укладання суміші.



Мал.1.38 Зовнішній вигляд автобетононасосу

Автобетононасос здатний вільно пересуватися як по будмайданчику, так і по дорогах з твердим покриттям зі швидкістю до 80 км/год. Машина складається з трьох частин - базовий великовантажний автомобіль, насосне обладнання і роздаточна стріла. Пересувні бетононасоси монтують на шасі

автомобілів вітчизняного і зарубіжного виробництва з достатньою вантажопідйомністю.



Мал.1.39. Автобетононасос

Вимоги, що пред'являються до машин для транспортування бетонних та розчинних сумішей.

Машини для транспортування бетонних та розчинних сумішей повинні задовольняти визначеним вимогам.

Суміш повинна бути захищена від потрапляння в неї атмосферних опадів, заморожування, висушування.

При транспортуванні не можна допускати розшарування суміші і втрат, особливо самих цінних її компонентів - цементного молока або тіста.

Тривалість доставки сумішей не повинна перевищувати 1,5 год при температурі навколишнього повітря 20-25 °С і 2 год при температурі 5... 9 °С.

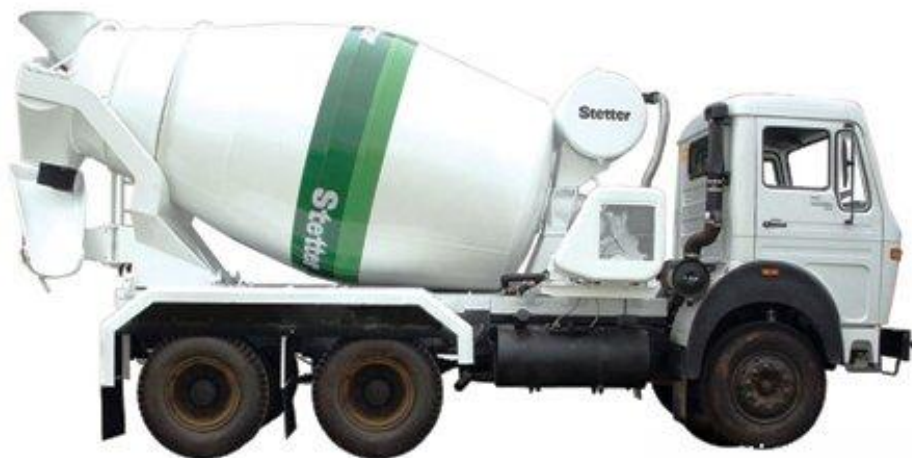
При доставці сумішей необхідно максимально скорочувати кількість перевантажень.

Висота розвантаження суміші не повинна перевищувати 2 м.

Щоб уникнути розшарування не можна перевозити суміші без збурення у дорозі на відстані понад 10 км по гарній і 2 км по поганій дорогах.

При подачі сумішей по трубах і шлангах насосне обладнання повинно створювати найменшу пульсацію тиску, так як це явище також сприяє розшаруванню сумішей. Виконання перерахованих вище вимог зумовлює вибір відповідних машин для транспортування сумішей в конкретних умовах.

АВТО БЕТОНОЗМІШУВАЧІ



Технічні характеристики

Тип	Номінальний обсяг (м)	Геометричний об'єм (літри)	Ступінь наповнення	Ватерлінія (літри)	Привід	Примітка
AM 6 FHN	6	11.700	51,3	7.100	двигун авто	
AM 6 SHN	6	11.700	51,3	7.100	автономний	Deutz F4I914, 59 кВт
AM 7 FHN	7	12.560	55,7	8.150	двигун авто	
AM 7 SHN	7	12.560	55,7	8.150	автономний	Deutz F4I914, 59 кВт
AM 8 FHC	8	14.370	55,7	9.020	двигун авто	
AM 9 SHC	9	15.600	57,0	10.240	автономний	Deutz F4I914, 88 кВт
AM 10 FHC	10	17.310	57,7	11.080	двигун авто	
AM 10 SHC	10	17.310	57,7	11.080	автономний	Deutz F4I914, 88 кВт
AM 12 FCH	12	21.000	57,1	12.800	двигун авто	
AM 15 FCH	15	21.940	68,4	16.500	двигун авто	з замкаючої на 3/4 застліною

ГІДРАВЛІЧНІ БЕТОНОРОЗДАВАЛЬНІ ВЕЖІ



Технічні характеристики

Модель	SPB 28	SPB 30	SPB 32	SPB 35
Радіус подачі, м	28	30	32	35
Кількість секцій	4	4	4	4
Бетоновід, DN	125	125	125	125
Кінцевий шланг, м	4	4	4	4
Вага, кг	6600	6700	8000	8000
Місце роз'єднання (опція)	Так	Так	Так	Так
Противага (опція), кг	6000	6000	6000	6000
Висота вільностоячої щогли без противаги, м	20	20	20	14

СТАЦІОНАРНІ БЕТОНОНАСОСИ



Технічні характеристики

Модель	SP 305	SP500	SP750	SP1400	SP 1800	SP 2800	SP 2880	SP 3800	SP 4800	SP 8800
Привід Д/Е	D	D	D	D	D / E	D / E	D / E	D / E	D / E	D / E
Потужність приводу, кВт	35	54	75	100	126	147	147	190	330	440
Об'єм подачі, м ³ / год	23	35	38/54	52/34	73/42	101/58	101/59	95/48	66/43	94/63
Тиск подачі, бар	43	76	76	63/99	60/108	60/108	94/160	81/169	156/243	156/243
Хід поршня в хв. / хв	40	32	35	24/16	24/14	33/19	33/20	26/16	21/14	31/21
Вага, кг	1525	2270	3340	4100	5140	5200	5500	7500	7500	10500

1.3. Бурильно-кранові машини і машини для буріння свердловин під буронабивні палі

Історія бурильних і бурових машин

Бурові машини, призначені для свердління горизонтальних отворів, вже існували в XVII столітті, що підтверджується пропозицією, зробленою в 1683 році механіком Геннінг-Гутманом магістрату міста Гарца, на виробництво бурових робіт за допомогою його машини. Однак, внаслідок недоліків, якими володіли бурові машини того часу, застосування їх було поодиноким. У 1803 році зальцбурзький інженер Гайншінг і в 1813 р. англійський механік Тревіч зробили суттєві удосконалення в цього роду машинах; потім в 1844 р. англієць Брунта запропонував молоти в рудниках приводити в рух за допомогою стиснутого повітря і здійснювати одночасно вентиляцію штолень. У 1851 році французький інженер Каве перший почав використовувати ці машини, які були згодом вдосконалені Бартлетом, який запропонував свою машину в 1854 р. управлінню по зведенню Мон-Сеніського тунелю. Женевський професор фізики Колладон трохи раніше, а саме в 1852 р., побудував бурильну машину з пневматичною передачею, замість існуючої до того часу канатної. Будівельник Мон-Сеніського тунелю (інженер Соммельє) обидві ці ідеї поєднав в одну і побудував пневматичну бурильну машину, а для згущення повітря скористався водою гірських потоків Альп. Років п'ятнадцять тому застосування бурових машин, діючих стисненим повітрям, при проведенні тунелів було рідкістю і обмежувалося двома тунелями, Мон-Сеніським і Сен-Готтардським; між тим, в даний час бурові машини застосовуються у створенні відносно невеликих споруд, наприклад на Новоросійській гілці Владикавказької залізниці при спорудженні тунелів, одного довжиною 650,94 сажнів й іншого в 180 сажнів. Все сказане вище відноситься до ударних машин; між тим, ідея обертального буріння, що з'явилася в 1848 в Празі і застосована там до свердління вапняків, дала дуже гарні

результати, чому і почала розроблятися в Австрії (Реттінгер), Франції (Льоша) і Німеччини (Ржиги) з не меншим успіхом, як і система ударних машин. У 1864 р. інженер Штопф запропонував використовувати обертальне буріння за допомогою води, що знаходиться під тиском, а гамбурзький інженер Брандт розробив цю ідею практично і побудував обертальну машину своєї системи. Перші дослідження з цією машиною зроблені були в Сен-Готтардському тунелі, а з 1877 року ними вже працювали в повному обсязі при спорудженні Зонштейнського тунелю у Траунзеє, Брандлейтського в Тюрінгії, Аральбергського в Швейцарії, Сурамську на Кавказі і в багатьох рудниках. На останній всесвітній виставці в Парижі машини Брандта нагороджені великою золотою медаллю.

Швидке удосконалення бурових машин почалося лише з часу застосування їх при будівництві тунелів, а саме Мон-Сеніського, і цілком належить наступним чотирьом інженерам: Соммельє, Граттон, Грандіс і Колландону. Вже в 1866 р. видана була 91 привілея на різного виду бурових машин, а з цього часу зроблено дуже багато в них удосконалень. Самі чудові нині системи наступні: Дюбуа-Франсуа, Сакса, Мак-Кіна, Сегена, Інгерзоля, Дарлінгтона, Туреттіні, Шрамма, Феррі, Мейера або Фреліха і Брандта, які, безсумнівно, справили величезний вплив на успіх у цього роду роботах, сприяючи швидкому подоланню тих перешкод, які представляли досі тверді гірські породи при прокладанні тунелів і штолень.

Всі перераховані вище системи бурових машин поділяються на так звані ударні і обертальні: перші приводяться в рух за допомогою стиснутого повітря, а другі за допомогою напору води, звідки і називаються пневматичними і гідравлічними. Машини першого роду вибивають породу шматками, а другого роду - циліндричною сталевією пилкою висвердлюють циліндрики породи, які без особливих пристосувань переламуються і кришаться під час роботи. Існує ще один вид машин (perforateur), які свердлять відразу отвори великого діаметру, від 6-ти до 20-ти футів і відомі під назвою "Beaumont", від імені винахідника, англійського інженера

Бомона. Машини цього роду, називають також "щитовими", використані були при проритті тунелю під Лондоном в Англії, під річкою Гудзоном в Америці і під каналом Ла-Манш у Франції, причому під Ла-Маншем пройдена ними в крейдянному ґрунті пробна штольня має 884,55 сажні довжини.

Щитова машина являє собою сталеву трубу, що закінчується різцем і закриває спереду сталевим щитом забойне місце штольні. Довжина такої труби буває різна і залежить від діаметра: від 0,75 до 1,50 сажнів. Діаметр труби буває в 6 і 10 футів, а для прокладення тунелю під Гудзоном діаметр щитової машини був у 20 футів і тиск, на неї створений гідравлічними пресами, дорівнював 15 тисячам пудів.

Машини цього роду мають очевидну перевагу перед описаними вище, так як зовсім усувають необхідність використання вибухових речовин, що викликають дуже велику небезпеку для робітників, і дають можливість більш легкого здійснювати вентиляцію і цілком забезпечують роботу від заливання водою, внаслідок зустрічі з джерелами або просочування ґрунтових вод.

Машина Beaumont'a приводиться в обертальний рух стисненим повітрям, а поступальний рух здійснюється від гідравлічних пресів. Судячи по роботах, які велися цією машиною під каналом Ла-Манш, успіх їх у сірій крейдянній формації не перевищує 1 метра на годину, що є вже досить хорошим результатом. Машина ця завжди може бути застосована, коли геологічні нашарування одноманітні, подібно нижнім частинам крейдянній формації, і не має твердості каменю або скелястого ґрунту.

Тиск повітря та води, потрібний для приведення Б. в дію, виробляється за допомогою особливих апаратів-насосів або компресорів. Величина цього тиску знаходиться в залежності від степені твердості гірської породи і роду машини. Якщо всі ґрунти розділити на м'які, тверді і скелясті, то, за даними професора Ржига, потрібно:

- для ударних машин в ґрунтах м'яких від 1 до 2 атмосфер тиску, у твердих від 2 до 3 і в скелястих від 3 до 4 атмосфер

тиску (до цих цифр слід додати від 20 до 30% на втрату тиску, яка походить від тертя повітря в трубах);

- для обертальних машин в ґрунтах м'яких від 40 до 60 атмосфер, у твердих до 80 і скелястих до 150 атмосфер тиску. У цього роду машинах втрати тиску вздовж проводів не помічаються. Машини щитові, так звані " Beaumont ", вимагають тиску згідно діаметру штольні і твердості ґрунту.

Будь-яка ударна бурильна машина повинна виконати 6 різного роду рухів:

- удар;
- зворотний хід ударного стрижня;
- його поворот;
- поступальний рух його вперед у міру заглиблення отвору;
- пересування самої машини вперед;
- її відсунення назад.

Перший і другий рух виконуються регулюванням поршнів, третій рух відбувається за допомогою спіральної доріжки, виготовленої на поверхні стрижня, якою рухається стрижень по нерухомому шипу, закріпленого в рамі машини; четвертий відбувається внаслідок однакової довжини поршневого циліндра машини з величиною пересування всієї машини; п'ятий і шостий рух здійснюється руками.

Будь-яка обертальна бурова машина повинна виконувати дві дії:

- пересувати вперед буровий стрижень з зубчастим сталевим наконечником, повертати його. Перший рух здійснюється особливим механізмом, а другий - за допомогою двох водостовбових машин, що приводять у рух нескінченний гвинт, що повертає стрижень за допомогою зубчастого колеса, з'єднаного зі стрижнем наглухо.

Всі новоспоруджувані бурові машини відрізняються від колишніх збільшенням сили діаметра бура і зменшенням числа бурових свердел. Так, наприклад, останні бурові машини Дюбуа і Франсуа мають один бур, а Брандта – два бура.

Основні поняття

Самохідні бурильно-кранові машини широко застосовують у міському будівництві при влаштуванні пальових основ будинків і споруд, опор мостів, трубопроводів, ліній електропостачання та зв'язку, колодязів, огорож, а також при облаштуванні доріг, посадці дерев і чагарників. Вони являють собою спільно діюче бурильне і спеціальне кранове обладнання, змонтоване на шасі серійних автомобілів і тракторів, привід якого здійснюється від двигуна базової машини або самостійної силової установки. Бурильним обладнанням проходять способом механічного обертального буріння вертикальні і похилі свердловини в талих і сезонно промерзлих ґрунтах, а спеціальним крановим – встановлюють в пробурені свердловини палі, стовпи, залізобетонні опори, блоки колодязних облицювань і інші елементи.

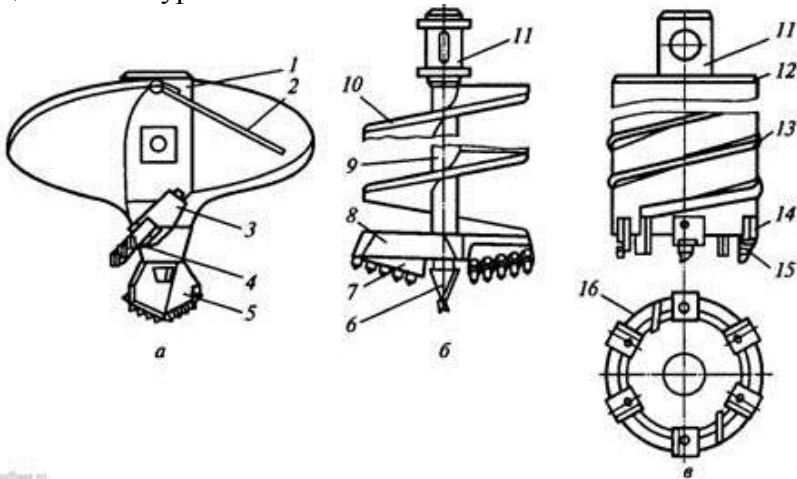
За типом базової машини бурильно-кранові машини поділяють на автомобільні і тракторні; за принципом дії бурильного устаткування – на машини циклічної та безперервної дії; за типом приводу бурильного і кранового устаткування розрізняють машини з механічним, гідравлічним і змішаним (гідромеханічним) приводами; по виду виконання бурильно-кранового устаткування – на машини з поєднаним (бурильне і кранове обладнання змонтовані на одній щоглі) і роздільним (бурильне обладнання змонтовано на щоглі, кранове – на стрілі) обладнанням; по можливості повороту робочого обладнання в плані машини поділяють на неповоротні і поворотні; по розташуванню робочого обладнання на базовому шасі – із заднім і бічним розташуванням у неповоротних машинах, на поворотній платформі – у поворотних.

Головний параметр бурильно-кранових машин – максимальна глибина буріння свердловини (м). До основних параметрів відносяться: діаметр буріння (свердловини), кут буріння (кут нахилу осі свердловини до горизонту), вантажопідйомність кранового обладнання.

У якості змінного бурильного інструменту бурильно-кранових машин використовуються лопатеві, кільцеві й шнекові

бури, що закріплюються на кінці бурильної штанги, якій надається крутний момент і зусилля подачі.

Лопатевий бур (Мал.1.40, а) складається з корпусу 1 з двома лопатями у вигляді двухзаходного гвинта, забурника 5 і заслінки 2. Лопаті оснащені змінними різцями 4, розрихляючих ґрунт і встановленими в різцетримачі 3. Забурник, розташований на кінці бурильної головки, задає буру напрямом і утримує його на осі буріння. Заслінки перешкоджають просипанню ґрунту при виїмці ґрунту з свердловини. Бур кріпиться до нижнього кінця бурильної штанги за допомогою пальця. Шнековий (гвинтовий) бур (Мал.1.40, б) являє собою трубчасту основу 9 з гвинтовими транспортуючими ґрунт спіралями у вигляді суцільної стрічки 10. Шнек має хвостовик 11 для кріплення на кінці бурильної штанги. До шнеку кріпиться змінна бурильна головка 8 з різцями 7 і забурник 6.



Мал.1.40. Бури бурильно - кранових машин

Кільцевий бур (Мал.1.40, в) руйнує ґрунт по периферії і формує кільцеву щілину, яке відділяє керна від масиву. Бур складається з корпусу 12 у вигляді труби, на нижній торцевій частині якої рівномірно розташовані кулачки 14 з різцями 15. Поверхня корпусу бура забезпечена гвинтовими лопатями 13, які транспортують зруйнований ґрунт (породу) з кільцевої щілини

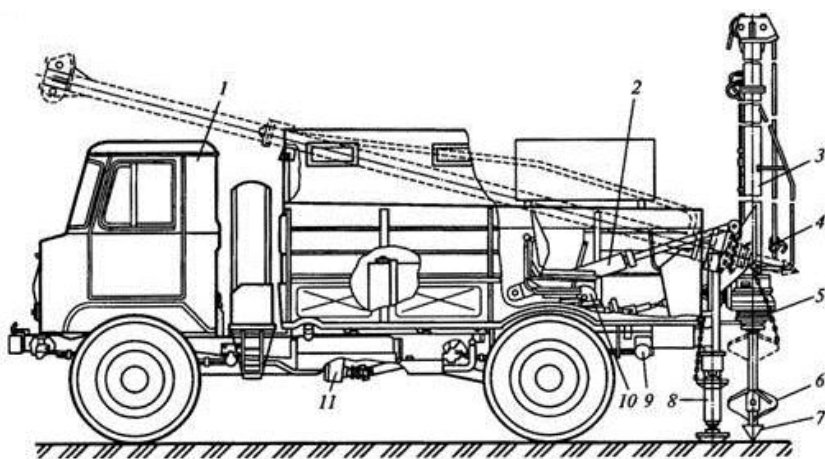
на поверхню. Дві відхиляючі планки 16 відкидають зруйнований ґрунт до зовнішньої стінки кільцевої щілини.

При бурінні свердловин в мерзлих ґрунтах застосовують різці та забурник, армовані твердосплавними пластинками. Буріння свердловин здійснюється при обертанні бурильного інструменту з одночасним його рухом вниз. В процесі буріння свердловина необхідної глибини утворюється за кілька циклів, кожен з яких включає послідовно виконувани операції буріння, підйому бурильного інструменту на поверхню, його розвантаження та повернення в забій. Для буріння свердловин різних діаметрів кожна бурильно-кранова машина комплектується набором змінного бурильного інструменту.

Будова бурильно-кранової машини

Бурильно-кранова машина (Мал.1.41) складається з базового автомобіля 1, спеціальної рами, закріпленої на рамі автомобіля, бурильно-кранового обладнання, гідравлічного механізму установки бурильної щогли, виносних опор з гідродомкратами 8, механічної трансмісії, гідросистеми та електрообладнання. Бурильно-кранове обладнання шарнірно закріплено на кронштейнах спеціальної рами і може повертатися в поздовжньо-вертикальній площині машини гідроциліндром 2 при установці обладнання в транспортне і робоче положення. У транспортному положенні бурильне обладнання укладається на опорну стійку. Бурильно-кранове обладнання включає бурильну щоглу 5 з оголовком, штангу з бурильним інструментом у вигляді лопатевого бура 6 з забурником 7 і різцями, гідравлічний механізм подачі бурильного інструменту на вибій і вилучення його з свердловини, обертач штанги і однобарабанну черв'ячну реверсивну лебідку для встановлення опор у пробурену свердловину. Подача і витягнення штанги з бурильним інструментом здійснюється гідроциліндром подвійної дії, змонтованим всередині бурильної щогли. Штанга переміщається по поршню зі штоком, закріпленим у верхній частині бурильної щогли. Обертач 5 - гіпоїдний конічний редуктор - приводиться в дію від коробки відбору потужності 11 автомобіля через

роздавальною коробку 10, керований гідроциліндром фрикціон і карданний вал 9. Привід барабана реверсивної черв'ячної лебідки здійснюється від роздавальної коробки. На барабан лебідки закріплений канат вантажного поліспада з гаковою обоймою 4. Роздавальна коробка забезпечує три частоти обертання бура залежно від міцності ґрунту, а також реверс бурильного інструменту і барабана лебідки. При роботі машина спирається на дві виносні опори з гідродомкратами, які розвантажують задній міст базового автомобіля. Гідроциліндри механізмів установки щогли і подачі бурильного інструменту, управління фрикційною муфтою і виносних опор обслуговуються шестерінчастим насосом, що приводиться в дію від роздавальної коробки. Управління бурильно-крановим обладнанням здійснюється з пульта, розташованого в кузові у робочого місця оператора.

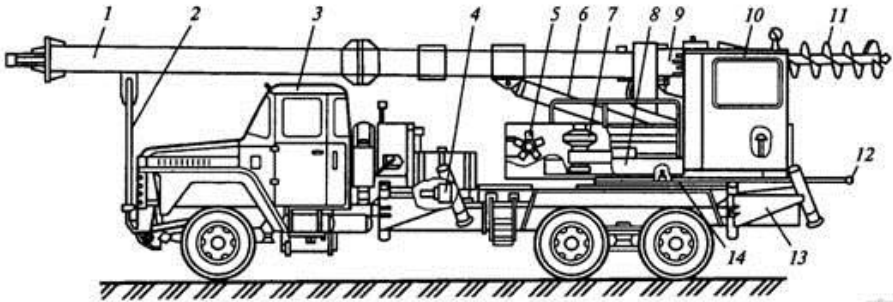


Мал.1.41. Бурильно-кранова машина

Бурильно-кранова машина БМ- 1501А

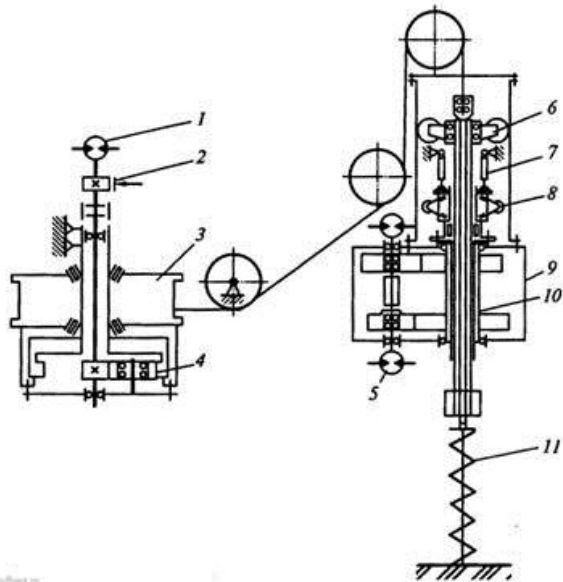
Бурильно-кранова машина БМ-1501А (Мал.1.42) з поворотним у плані робочим обладнанням змонтована на шасі автомобіля КРАЗ-65101 і призначена для буріння свердловин діаметром 0,63 м на глибину до 15 м в талих мерзлих ґрунтах. На рамі базової машини змонтована насосна станція, виносні

гідрокеровані опори 13 і опорна стійка 2 щогли. На поворотній платформі 8 з роликовим опорно-поворотним пристроєм 14 розміщено бурильно-кранове обладнання, лебідка 5 спускопід'ємного механізму, гідравлічний механізм 6 підйому-опускання щогли, механізм 7 повороту платформи, показчик 12 центру свердловини і кабіна оператора 10. Поворотне в плані робоче обладнання забезпечує швидку його наводку на точку буріння і можливість буріння декількох свердловин з однієї позиції машини, що істотно підвищує її продуктивність. Бурове обладнання машини включає шарнірно закріплену на поворотній платформі щоглу 1, на якій змонтовані обертач 9, штанга зі змінним буровим інструментом – шнековим буром 11 і гідравлічний механізм подачі бурового інструменту на забій і вилучення його з свердловини. Підйом щогли у вертикальне (робоче) і опускання її в горизонтальне (транспортне) положення щодо осі повороту виконується двома гідроциліндрами 7.



Мал.1.42. Бурильно-кранова машина БКМ-1501А

На Мал.1.43 показана кінематична схема бурильно-кранового обладнання машини БКМ-1501А. Телескопічна штанга 10, на нижньому кінці якої кріпиться змінний шнековий бур 11, пропущена через обертач і шарнірно з'єднана з вертлюгом 6. Вона служить для спрямованого переміщення штанги. Вертлюг підвішений на канаті, що сходить з барабана 3. Обертач забезпечує обертання штанги від двох гідромоторів 5 через двошвидкісний одноступінчатий редуктор 9.



Мал.1.43. Кінематична схема бурильно-кранового обладнання машини БКМ-1501А

Примусова подача бурового інструменту в забій проводиться гідравлічним механізмом затиску і подачі штанги, основним вузлом якого є патрон 8, підвішений до штоків двох гідроциліндрів 7. В процесі буріння патрон затискає штангу, а гідроциліндри подають її в забій. Швидкості подачі і обертання бура змінюються за допомогою гідравлічного приводу безступінчато залежно від фізико-механічних властивостей ґрунту, що розробляється.

Підйом - опускання штанги з буровим інструментом при бурінні свердловин і виїмки ґрунту забезпечуються одnobарабанною лебідкою, привід барабана 3 якої здійснюється від високомоментного гідромотора 1 через одноступінчатий планетарний редуктор 4. Лебідка оснащена стрічковим гальмом 2.

Поворот платформи з бурильно-крановим обладнанням в плані забезпечується механізмом повороту, що складається з високомоментного гідромотора, стрічкового гальма і

одноступінчатого зубчастого редуктора, на вихідному валу якого закріплена поворотна шестерня, що входить в зачеплення із зубчастим вінцем опорно-поворотного кола.

При бурінні свердловин машина спирається на виносні опори, кожна з яких забезпечена опорним гідродомкратом і гідроциліндром повороту опори.

Гідромотори лебідки, обертача і механізму повороту, гідроциліндри підйому-опускання щогли, механізму подачі бурового інструменту, виносних опор і перемикання передач обертача обслуговуються трьома гідронасосами насосної станції, привід якої здійснюється від роздавальної коробки базової машини через карданний вал і одноступінчатий редуктор. Включення приводу насосної станції здійснюється з кабіни автомобіля, а управління процесом буріння й установки машини - з кабіни машиніста.

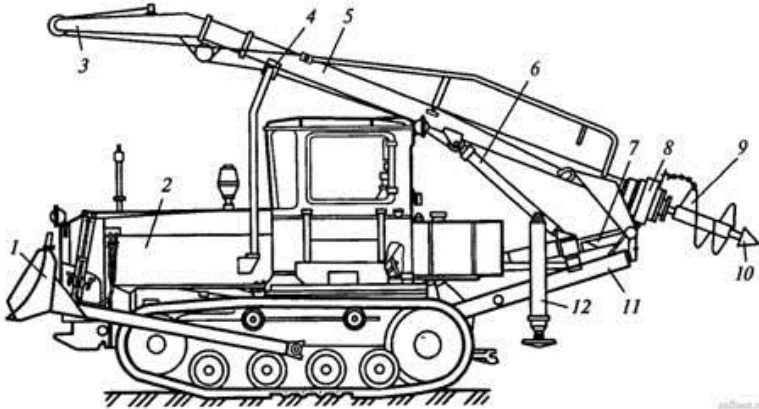
Бурильно-кранові машини БМ-205Б і БМ-305а

Бурильно-кранові машини БМ-205Б і БМ-305а на базі тракторів використовуються для буріння в талих і сезонно промерзлих ґрунтах I-IV категорій вертикальних і похилих свердловин та встановлення пальових фундаментів будівель і споруд, опор трубопроводів, ліній електропостачання та зв'язку, стовпів огорожень і дорожніх знаків, а також при посадці дерев. Вони мають уніфіковане бурильно-кранове обладнання і розрізняються між собою в основному базовим трактором, типом бурильного інструменту, діаметром і глибиною буріння. Бурильно-кранова машина БМ-205Б змонтована на пневмоколісному тракторі МТЗ-82.1, машина БМ-305а – на гусеничному тракторі ДТ-75. У якості змінного бурильного інструменту у машини БМ-205Б використовуються лопатеві бури, у машини БМ-305а - короткошнекові бури.

Машина БМ-205Б забезпечує буріння вертикальних і похилих свердловин діаметром 0,36; 0,5; 0,63 і 0,8 м на глибину до 2 м, машина БМ-305а - діаметром 0,36; 0,5, 0,63 і 0,8 м на глибину до 3 м. Обидві машини мають бульдозерне обладнання для виконання нескладних планувальних робіт, прибирання

розбуреного ґрунту, засипання ям і траншей. Вони здатні працювати при температурі навколишнього повітря - 40...+40°С.

Бурильно-кранова машина БМ-305а (Мал.1.45) складається з базового трактора 2, бульдозерного обладнання 1, рами 11, опорної стійки 4, бурильно - кранового обладнання, гідравлічного механізму установки бурильної щогли, виносних опор з гідродомкратами 12, трансмісії 7, гідросистеми та електрообладнання.



Мал.1.45. Бурильно-кранова машина БМ-305а

Бурильно-кранове обладнання шарнірно кріпиться до рами 11, приєднаної до рами базового трактора, і може повертатися в поздовжній і вертикальній площині машини при установці в робоче і транспортне положення двома гідроциліндрами 6. У транспортному положенні бурильне обладнання укладається на опорну стійку 4. Бурильно - кранове обладнання забезпечує подачу на забій і витягання зі свердловини бурильного інструменту і установку опор. Воно включає бурильну щоглу 5 з неповоротним гуськом 3 кранового пристрою, бурильну штангу, на нижньому кінці якої кріпиться змінний короткошнековий бур 9 із забурником 10 і різцями, гідравлічний механізм подачі бура, розміщений усередині бурильної щогли, обертач 8 штанги з буровим інструментом, черв'ячну реверсивну лебідку для встановлення опор в пробурені свердловини. На барабан лебідки навивається канат вантажного

поліспасти з гаковою підвіскою. Обертач штанги являє собою одноступінчатий конічний редуктор і приводиться в дію від коробки передач трактора за допомогою механічної трансмісії 7, до складу якої входять з'єднувальна муфта, карданні вали і роздавальна коробка з фрикціоном для включення-виключення приводу бурильного інструменту. Від роздавальної коробки здійснюється привід виконаної з нею заодно кранової лебідки. Роздавальна коробка забезпечує три частоти обертання бурового інструменту (1,7; 2,35 і 2,95 с⁻¹) залежно від фізико-механічних властивостей ґрунту, що розробляється, а також реверс бура і барабана лебідки. При бурінні свердловин та встановленні опор машина додатково спирається на дві виносні опори з гідродомкратами 12, встановленими на рамі 11. Неповоротний бульдозерний відвал управляється одним гідроциліндром. Гідроциліндри механізмів установки щогли і подачі бурильного інструменту, бульдозерного обладнання, виносних опор та управління фрикціоном обслуговуються двома гідронасосами гідросистеми базового трактора. Управління бурильно-крановим обладнанням здійснюється з кабіни трактора. При будівництві будівель і споруд широко застосовуються основи і фундаменти з бурозабивних паль, при влаштуванні яких в конкретних умовах забудови виключається деформація елементів несучих конструкцій будівель і споруд, розташованих поблизу від місця виробництва робіт, і шум, що виникає при роботі молотів. Фундаменти з набивних паль мають велику несучу здатність, ніж фундаменти із забивних паль. Бурозабивні палі виготовляються діаметром 600...1700 мм при глибині закладення до 40...50 м і здатні сприймати зосереджені навантаження до 300...1000 т на палю. Їх широко застосовують у фундаментах опор мостів і несучих конструкцій каркасних будинків і споруд.

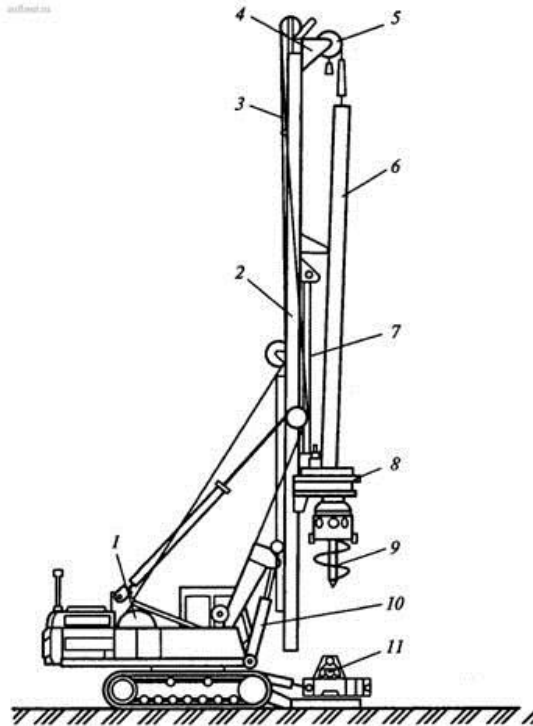
Технологічний цикл виготовлення бурозабивних паль включає операції буріння стовбура свердловини під майбутню палю, виготовлення та встановлення каркасу палі, бетонуванні стовбура свердловини. Захист стінок свердловин від можливого обвалення при проходці свердловин у нестійких ґрунтах здійснюють зазвичай за допомогою обсадних або інвентарних

труб, а також надлишковим тиском глинистого розчину або води. Найбільш трудомісткою і тривалою (55...60% загального часу циклу) технологічною операцією є буріння стовбура свердловини, яке здійснюється за допомогою спеціальних (бурильних) машин або навісного бурильного обладнання, змонтованого на базі одноківшових екскаваторів з гідравлічним і механічним приводами.

Бурильна машина БМ -2501 -1

Бурильна машина БМ-2501-1 (Мал.1.46) призначена для буріння вертикальних свердловин під захистом обсадних труб діаметром 0,62; 0,75; 0,88; 1,0; 1,18м і глибиною до 30м в слабких і обводнених ґрунтах, а також у не мерзлих стійких ґрунтах I-IV категорій. БМ-2501 -1 використовується при спорудженні бурозабивних та буросічних паль, що зводяться в якості фундаментів і стін у ґрунті промислових і транспортних споруд, в тому числі заплavnих і руслових опор мостів, несучих підпірних стінок і т. п.

Бурильна машина включає щоглу 2, телескопічну штангу 6, лебідку 1, гідромеханічний обертач 8, що забезпечує дві швидкості обертання бура (8; 30 хв⁻¹), комплект бурильного інструменту, обсадного обладнання 11, гідроциліндрів підйому-опускання щогли і переміщення обертача. У комплект бурильного інструменту входить гвинтовий бур 9, а також бур ковшовий, бур ковшовий скельний, бур гвинтовий скельний, рейфер штанговий, долото ударне, розширювач, які значно збільшують можливості машини. Ударне долото і рейфер роблять можливим подолання кам'янистих прошарків.



Мал.1.46. Бурильна машина БМ-2501-1

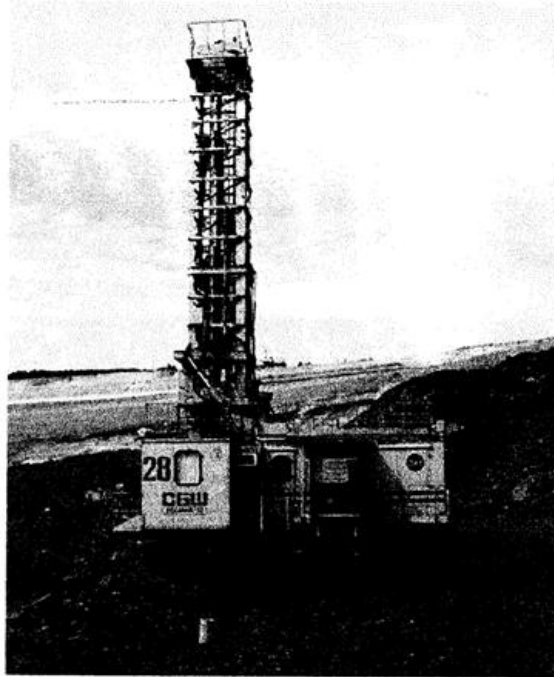
Щогла 2 з оголовком 4 шарнірно кріпиться в проушинах поворотної платформи і перекладається з транспортного положення в робоче і назад за допомогою гідроциліндрів 10. Положення оголовка з відповідними блоками 5 регулюються канатом 3. Подача обертача з бурильним інструментом на забій здійснюється за допомогою довгоходового циліндра 7 (хід подачі 4,7м). Зусилля подачі бурильного інструменту становить 250 кН, вилучення – 90 кН. Швидкість підйому-опускання бурильного інструменту не менше 40 м/хв. Обертач можна використовувати також для задавлювання обсадних труб без використання обсадного столу, при цьому зусилля занурення і витягання обсадних труб обертачами досягає 250...280 кН, з обсадним столом зусилля збільшується до 640 кН.

Наявність на машині додаткової лебідки вантажопідйомністю 7 т дозволяє обходитися без підйомного крана при монтажі-демонтажі обсадних труб, встановлення арматурних каркасів.

Для полегшення роботи обслуговуючого персоналу на машині використовується механізоване розвантаження гвинтового бура шляхом зворотного прискореного обертання з частотою 150 хв⁻¹. Переклад машини з транспортного в робоче положення проводиться оператором не виходячи з кабіни.

На БМ-2501-1 використовується система нівелювання щогли в подовжній і поперечній площинах в межах $\pm 5^\circ$, що значно знижує вимоги до робочої майданчику і виключає необхідність переставляти машину в разі незначної просадки ґрунту або плит під нею.

Бурильна машина може експлуатуватися в районах з помірним кліматом в інтервалі температур навколишнього середовища - 40...+40°C.



Мал.1.47 Бурильна машина СБШ-250МН

1.4. Будівельні крани

Баштові крани

Баштові крани є провідними вантажопідіймальними машинами в будівництві та призначені для механізації будівельно-монтажних робіт при зведенні житлових, цивільних і промислових будівель і споруд, а також для виконання різних вантажно-розвантажувальних робіт на складах, полігонах, і перевантажувальних майданчиках. Вони забезпечують вертикальне і горизонтальне транспортування будівельних конструкцій, елементів будівель і будівельних матеріалів безпосередньо до робочого місця в будь-якій точці об'єкта, що будується. Темп будівництва визначається продуктивністю баштового крана, істотно залежить від швидкостей робочих рухів.

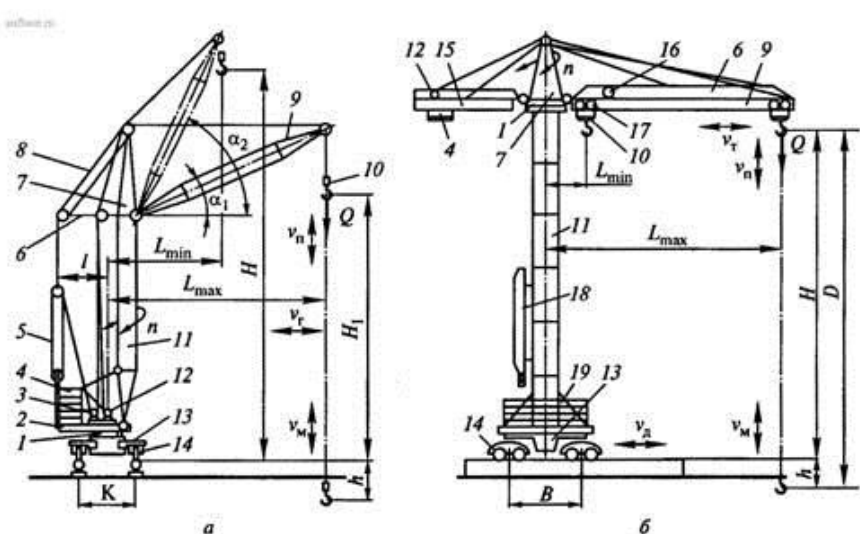
Робочими рухами баштових кранів є підйом і опускання вантажу, зміна вильоту стріли (гака) з вантажем, поворот стріли в плані на 360 °, пересування самохідного крана. Окремі рухи можуть бути суміщені, приклад підйом вантажу з поворотом стріли в плані. Всі баштові крани забезпечені багатодвигунним електроприводом з живленням від мережі змінного струму напругою 220/380 В. У загальному випадку кожен баштовий кран – це поворотний кран з підйомною або балочною стрілою, шарнірно закріплену у верхній частині вертикально розташованої башти.

Баштові крани класифікують за призначенням, конструкцією веж, типом стріл, способу установки і типу ходового пристрою.

За призначенням розрізняють крани для будівельно-монтажних робіт в житловому, цивільному та промисловому будівництві, для обслуговування складів і полігонів заводів залізобетонних виробів і конструкцій, для подачі бетону на гідротехнічному будівництві. По конструкції веж розрізняють крани з поворотною та неповоротною вежами. Вежі кранів можуть бути постійної довжини і розсувними (телескопічними).

У кранів з поворотною баштою (Мал.1.48, а) опорно-поворотний пристрій 1, на який спирається поворотна частина крана, розташований внизу на ходовій рамі крана або на порталі. Поворотна частина кранів включає (крім кранів 8-ої розмірної групи) поворотну платформу 2, на якій розміщені вантажна 12 і стрілова 3 лебідки, механізм повороту, плити протизваги 4, башта 11 з оголовком 7, розпиркою 6 і стрілою 9. У кранів з неповоротною баштою (Мал.1.48, б) опорно-поворотний пристрій 1 розташований у верхній частині башти.

Поворотна частина таких кранів включає поворотний оголовок 7, механізм повороту, стрілу 9 і протизвагову консоль 15, на якій розміщені лебідки і протизвага 4, яка слугує для зменшення згинального моменту, що діє на вежу крана. На ходовій рамі 13 кранів з неповоротною баштою укладені плити баласту 19, а з бічної сторони башти розташовані монтажна стійка 18 з лебідкою і поліспастом, призначена для підняття і опускання верхньої частини крана при його монтажі та демонтажі. Ходові рами спираються на ходові візки 14, які забезпечують пересування кранів по підкранових шляхах.

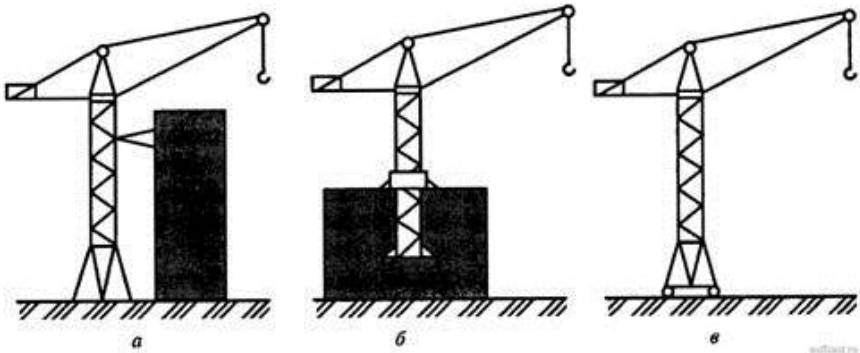


Мал.1.48. Типи і параметри баштових кранів: а - з поворотною баштою, б - з неповоротною баштою

За типом стріл розрізняють крани з підйомною (маневровою), балочного і шарнірно зчленованою стрілами. У кранів з підйомною стрілою (див. Мал.1.48, а), до головних блоків якої підвішена гакова підвіска 10 (вантажозахоплювальний орган крана), виліт змінюється поворотом стріли у вертикальній площині щодо опорного шарніра за допомогою стрілової лебідки 3, стрілового поліспасти 5 і стрілового розчала 8. У кранів з балочною стрілою (див. Мал.1.48, б) виліт змінюється при переміщенні по нижнім їздовим поясам стріли вантажного візка 17 з підвішеною гаковою підвіскою 10. Переміщення вантажного візка здійснюється за допомогою візка лебідки 16 і каната. У кранів з шарнірно з'єднаною стрілою стріла складається з шарнірно з'єднаних основної і головної (гуська) частин, які можуть бути виконані у вигляді підйомної або балочної стріли. У першому випадку виліт змінюється поворотом (підйомом) всієї шарнірно зчленованої стріли з гаковою підвіскою на головних блоках, у другому – поєднанням підйому всієї стріли з подальшим переміщенням вантажного візка по балках головної секції стріли. Підйом і опускання вантажу здійснюються за допомогою вантажної лебідки 12, вантажного каната і підвіски гака.

За способом установки крани поділяють на стаціонарні (Мал.1.49, а), самопіднімальні (Мал.1.49, б) і пересувні (Мал.1.49, в). Пересувні баштові крани за типом ходового пристрою поділяються на рейкові, автомобільні, на спеціальному шасі автомобільного типу, пневмоколісні і гусеничні. Рейкові крани найбільш поширені. Стаціонарні крани не мають ходового пристрою і встановлюються поблизу споруджуваного будинку або споруди на фундаменті. При зведенні будинків великої висоти пересувні та стаціонарні крани для підвищення їх міцності і стійкості прикріплюють до будівлі. Прикріплені до будівлі стаціонарні крани називають приставними; прикріплені до будівлі пересувні крани, що

працюють як приставні, називають універсальними. Самопідйомні крани застосовують в основному на будівництві будівель і споруд великої висоти, мають металевий або потужний залізобетонний монолітний каркас, який служить їх опорою. Переміщення самопідйомних кранів вгору здійснюється за допомогою власних механізмів у міру зведення будівлі.



Мал.1.49. Класифікація баштових кранів за способом установки: а - стаціонарні; б - само-підйомні; в – пересувні

До основних параметрів кранів відносяться (див. Мал.1.48): виліт L – відстань по горизонталі від осі обертання поворотної частини крана до вертикальної осі підвіски гака; вантажопідйомність Q – найбільша допустима для відповідного вильоту маса вантажу, на підйом якого розрахований гак; вантажний момент M – добуток вантажопідйомності Q на відповідний виліт L (часто використовується в якості головного узагальнюючого параметра крана); висота підйому H і глибина опускання h – відповідно відстань по вертикалі від рівня стоянки крана (головки рейки для рейкових кранів, нижньої опори самопідйомного крана, шляху переміщення пневмоколісних і гусеничних кранів) до центру зівга гака, що перебуває у верхньому або нижньому крайньому робочому положенні; діапазон підйому D - сума висоти підйому H і глибини опускання h ; колія K - відстань між повздовжніми осями, проходить через середину опорних поверхонь ходового пристрою крана, вимірюється по осях рейок у рейкових кранів і

по поздовжніх осях пневмоколів або гусениць у автомобільних, пневмоколісних і гусеничних кранів; база B - відстань між вертикальними осями передніх і задніх коліс (у пневмоколісних і автомобільних кранів), ведучими і веденими зірочками гусениць (в гусеничних кранах) або ходових візків, встановлених на одній рейці (у рейкових кранів); задній габарит l - найбільший радіус поворотної частини (поворотної платформи або противагової консолі) з боку, протилежного стрілі; V_p – швидкість підйому та опускання вантажу, що дорівнює максимальній вантажопідйомності крана (при установці на крані багатошвидкісних лебідок вказуються всі швидкості і маси вантажів, що відповідають кожній швидкості підйому і опускання); швидкість посадки вантажу V_m – найменша швидкість плавної посадки вантажу при його наведенні і монтажі; частота обертання n поворотної частини крана при максимальному вильоті з вантажем на гаку; швидкість пересування крана V_d – робоча швидкість пересування з вантажем по горизонтальному шляху; швидкість пересування вантажного візка V_t з найбільшим робочим вантажем по балочній стрілі; швидкість зміни вильоту V_r стрілі (у кранів з підйомною стрілою) від найбільшого до найменшого; встановлена потужність P_y (сумарна потужність одночасно включених механізмів крана); найменший радіус заокруглення R осі внутрішньої рейки на криволінійній ділянці підкранової колії; радіус повороту R_p - найменший радіус кола, описаного зовнішнім переднім колесом автомобільних або пневмоколісних кранів при зміні напрямку руху; конструктивна маса T_k – маса крана без баласту, противаги і знімних пристроїв в не заправленому стані; загальна (повна) маса крана T в робочому стані; навантаження на колесо F_k – найбільше вертикальне навантаження на ходове колесо при роботі крана в найбільш несприятливому його положенні; допустима швидкість вітру V_v на висоті 10 м від землі для робочого і неробочого станів, при якій кран зберігає міцність і стійкість в процесі експлуатації.

Баштові крани всіх розмірних груп обладнуються приладами безпеки. До них відносяться обмежувачі крайніх

положень всіх видів руху, розташовані перед упорами : обмежувачі пересування крана, вантажних і контргрузових візків, кута нахилу стріли, повороту, висоти підйому, висування вежі, пересування спеціального підйомника та ін. Для захисту кранів від перевантаження при підйомі вантажу на певних вильотах застосовуються обмежувачі вантажопідйомності і вантажного моменту. Крани також оснащуються гальмами на всіх механізмах робочих рухів, нульовим і кінцевим електрозахистом, аварійними кнопками і рубильниками, анемометрами з автоматичним визначенням небезпечних поривів вітру і подачею звукових і світлових сигналів для попередження машиніста про небезпеку, блискавкоприймачами, напівавтоматичними рейковими захватами на ходових візках, покажчиками вильоту гака і вантажопідйомності на даному вильоті при відповідній висоті підйому вантажу і т. д.

Змінна експлуатаційна продуктивність крана, т/зм,

$$P_e = t_{3M} Q n k_T k_B,$$

де t_{3M} - тривалість зміни, год; Q - вантажопідйомність крана, т; k_T - коефіцієнт використання крана за вантажопідйомністю; k_B - коефіцієнт використання крана за часом протягом зміни, $n = 3600/T_{ц}$ - число циклів, що здійснюються краном за одну годину роботи.

Загальний час циклу складається з машинного часу t_M , часу, що витрачається на виконання ручних операцій t_p , і часу на допоміжні операції t_B :

$$T_u = t_M + t_p + t_B; Z$$

$$T_M = ((H_1/v_1) + (H_2/v_2) + (L_1/v_3) + (L_2/v_4) + (2\alpha/360n)) k;$$

$$t_p = t_3 + t_y + t_0,$$

де Z - число допоміжних машинних операцій (підйом, пересування, поворот вантажу, зворотній поворот, опускання і т. д.); H_1 і H_2 - відповідно висота підйому та опускання гака, м; L_1 і L_2 - шляхи пересування вантажного візка (або зміна вильоту) і крана, м; v_1, v_2, v_3, v_4 - відповідно швидкості підйому і опускання вантажу, пересування вантажного візка (або зміни вильоту) і крана, м/хв; α - кут повороту стріли (туди і назад), град; n - частота повороту стріли крана, хв.⁻¹; k - коефіцієнт суміщення

операцій (залежить від технічних можливостей крана і майстерності машиніста); t_3 - час стропування вантажу, хв; t_y - час наведення і установки вантажу в проектне положення, хв; t_0 - час розстропування вантажу, хв.

Стійкість пересувних кранів перекидання забезпечується їх власною масою і перевіряється за правилами Держгіртехнагляду в робочому та неробочому станах. Розрізняють вантажну і власну стійкість.

Вантажна стійкість характеризує стійкість крана з підвішеним вантажем (і відкинутого противагою у кранів-трубоукладачів) при можливому перекиданні його у бік вантажу.

Власна стійкість характеризує стійкість крана в неробочому стані (без робочого вантажу) при можливому перекиданні його у бік противагової частини крана (контрвантаж).

Показником ступеня стійкості є коефіцієнт вантажної стійкості k_1 , що є відношенням відновлюваного моменту M_b , створеного масою всіх частин крана, з урахуванням ряду додаткових навантажень (вітрове навантаження, інерційні сили, що виникають при пуску або гальмуванні виконавчих механізмів, обертанні поворотної частини та рух крана), а також впливу найбільшого допустимого при роботі крана ухилу майданчика або підкранової колії (до 2° для баштових кранів, до 3° для самохідних стрілових кранів і до 7° для кранів-трубоукладачів) до перекидаючого моменту M_0 , що створюється масою робочого вантажу.

Визначення перекидного і відновлювального моментів проводиться щодо ребра перекидання (головки рейки підкранової колії для баштових кранів, точок дотику опорних домкратів аутригерів з під'ятника опор для стрілових самохідних кранів на пневмоході, краю ковзання лівої гусениці для кранів-трубоукладачів і т. д.).

Числове значення коефіцієнта вантажної стійкості крана підраховується при розташуванні стріли в плані перпендикулярно ребру перекидання:

$$k_1 = (m_b / M_0) \geq 1,15.$$

При роботі крана на горизонтальному майданчику, без урахування додаткових навантажень і ухилу шляху, коефіцієнт вантажної стійкості повинен бути не менше 1,4.

Коефіцієнт власної стійкості k_2 являє собою відношення моменту $M'_в$, створюваного масою всіх частин крана з урахуванням впливу найбільшого допустимого ухилу майданчика (підкранової колії) убік перекидання, до моменту, створюваному вітровим навантаженням $M'_о$, обумовленим щодо ребра перекидання:

$$k_2 = M'_в / M'_о \geq 1,15.$$

Вітрове навантаження, що діє на кран і вантаж, визначається відповідно до ГОСТ 1451-77 «Крани вантажопідйомні. Навантаження вітрове. Норми і метод визначення».

Самохідні стрілові крани

Стрілові самохідні крани являють собою стрілове або баштово-стрілове кранове обладнання, змонтоване на самохідному гусеничному або пневмоколісному шасі. Такі крани є основними вантажопідіймальними машинами на будівельних майданчиках і трасах будівництва різних комунікацій. Велике поширення стрілових самохідних кранів забезпечили : автономність приводу, велика вантажопідйомність (до 250 т), здатність пересуватися разом з вантажем, високі маневреність і мобільність, широкий діапазон параметрів, легкість перебезування з одного об'єкта на інший, можливість роботи з різними видами змінного робочого обладнання (універсальність) і т. д.

Класифікація стрілових кранів

До кранів стрілового типу відносять:

- Стріловий самохідний кран - кран стрілового типу зі стрілою, закріпленою на рамі платформи або ходового пристрою.
- Баштовий кран - кран стрілового типу поворотний, зі стрілою, закріпленою у верхній частині вертикально розташованої башти.
- Деррик -кран - кран стрілового типу поворотний, що має вертикальну щоглу і стрілу, закріплену шарнірно на щоглі, що має нижню і верхню опори.
- Портовий кран - кран стрілового типу поворотний, пересувний, на порталі, призначеному для пропуску автомобільного чи залізничного транспорту.
- Напівпортовий кран - кран стрілового типу поворотний, пересувний, на полупорталі.
- Судовий кран - кран стрілового типу, поворотний, стаціонарний, встановлений на борту судна і призначений для його завантаження і розвантаження.
- Монтажна стріла - кран стрілового типу, неповоротний, стаціонарний, монтуємий безпосередньо біля місця виробництва робіт.

Більш детально ми зупинимося на них пізніше.

Стрілові самохідні крани класифікують за такими характеристиками: конструкції ходової частини,вантажопідйомності, типу приводу, типу робочого (стрілового) устаткування, а також по виконанню підвіски стрілового обладнання.

За типом приводу механізмів самохідні стрілові крани діляться на дві групи:

- Одномоторний привід: всі робочі механізми приводяться в рух одним або кількома двигунами, що працюють

на один вал. Одномоторний привід може бути механічним, або комбінованим.

- багатомоторним або індивідуальний привід, коли кожен механізм отримує рух від окремого двигуна.

Види приводів:

- Механічний привід. При використанні групового механічного приводу всі механізми крана отримують рух від дизеля або іншого двигуна внутрішнього згоряння.

- Електричний привід. У разі використання електричного багатодвигунного приводу, кожен механізм має індивідуальний електродвигун.

- Гідравлічний привід. При використанні гідроприводу кожен механізм оснащується індивідуальним гідродвигуном.

- Змішаний привід.

Тип стрілового обладнання:

- стрілове обладнання – обладнання крана, що складається з робочої (похилої) стріли, елементів, що її підтримують і підвіски крюка. Обладнання стрілового крана являє собою похилу стрілу, яка встановлена на поворотній рамі крана;

- веж-стрілове обладнання – змінне обладнання стрілового самохідного крана з механічним приводом, що складається з вертикальної або похило встановленої вежі (щогли), стріли з гуськом (або без нього) та необхідних пристроїв. Щогла обладнання монтується на поворотній рамі крана і конструктивно являє собою просторову ферму, у верхній частині якої на шарнірах кріпиться стріла із змінним кутом нахилу, що називається керованим гуськом. Кран з встановленим обладнанням цього типу дозволяє отримати найбільшу вільний простір під стрілою, що називається корисним підстріловим простором;

- кран обладнання одноківшевого екскаватора - гратчаста стріла, встановлена на одноківшовий екскаватор. У цьому випадку екскаватор використовується в якості стрілового крана.

Вантажопідйомність кранового обладнання для екскаваторів з ковшами ємністю 0,4 м³; 0,65 м³; 1 м³ та 1,65 м³ становить відповідно: 6,3 т; 10 т; 16 т і 25 т.

Конструкція стрілового обладнання

По конструкції підрозділяється на два основних типи:

- **Стріли гратчастої конструкції.** Підвішуються на гнучкій підвісці за допомогою системи канатів – від стрілового поліспада. Стріли, які змінюються по довжині, оснащуються спеціальними вставками, що встановлюються в середню частину стріли.

По конструкції, у свою чергу, гратчасті стріли поділяються на чотири підвиди:

1. **Прямі гратчасті стріли.** Застосовуються на кранах, які призначені для виконання різноманітних робіт. При цьому виникають ситуації, коли при малих вильотах стріли, при найбільшій вантажопідйомності крана, простору під стрілою не вистачає для підйому великогабаритних вантажів.

2. **Непрямолінійність стріли.** Стріла підвішується на стріловому поліспаді в зоні перегину стріли. Застосовуються для збільшення простору під стрілою. У таких випадках розміри вантажу, що піднімається можуть бути дуже великими, однак стріла при цьому зазнає значного згинаючого моменту, а також при повороті крана виникає значний крутний момент.

3. **Нарощувані стріли.** Стрілу кранів, що мають значну вантажопідйомність, виконують з декількох секцій – вставок, що дозволяє застосовувати стріли великої довжини.

4. **Шарнірно-зчеплювані стріли.** Представляють собою стріловий пристрій, що складається з основної стріли і шарнірно закріпленого на ній гуська. Гусьок дозволяє значно збільшити виліт стріли при істотному просторі під стрілою крана, однак при цьому знижується вантажопідйомність. Гусьок в цьому випадку є некерованим, оскільки кут нахилу під час роботи крана залишається постійним.

- **Стріли телескопічної конструкції.** На кранах з гідравлічним приводом є основним обладнанням. Вони являють собою суцільностінчату (коробчату) телескопічну стрілу

балкового типу, підвішену на жорсткій підвісці. Стріли цього типу змінюють свою довжину за допомогою телескопічних елементів (від трьох і більше). Операція по зміні довжини стріли, називається телескопування. Вона може проводитися в процесі роботи з крюком, в тому числі з вантажем. В якості вантажозахоплювального пристосування на телескопічних стрілах встановлюється підвіска крюка. При вантажопідйомності до 10 т (включно), на кран встановлюється двосекційна телескопічна стріла, а при вантажопідйомності більше 10 т - трьох-, чотирьохсекційна стріла.

Змінність довжини стріли

Довжина стріли може залишатися постійною або змінною, при використанні спеціальних висувних пристроїв. За цією ознакою стрілові пристрої поділяють на:

- висувні пристрої – це стріли, що мають одну або кілька висувних секцій для зміни довжини;
- невисувні пристрої – гратчасті стріли, секції яких жорстко з'єднані одна з іншою.

Підвіска стрілового обладнання

Залежно від використовуваного стрілового обладнання, розрізняють два типи підвісок:

- Гнучка стрілова підвіска – із застосуванням поліспасти і системи канатів.
- Жорстка підвіска – з використанням гідравлічних циліндрів, за допомогою яких забезпечується утримання стріли і зміна кута її нахилу. Використовується в телескопічних стрілах.

Конструкція ходової частини

Стрілові крани поділяються на такі види ходової частини (шасі):

Автомобільний кран

Це кран стрілового типу на шасі автомобіля. До автомобільних кранів відносяться стріловидні крани на шасі стандартних вантажних автомобілів. Оскільки навантаження на шасі від установки крану перевищують навантаження, що

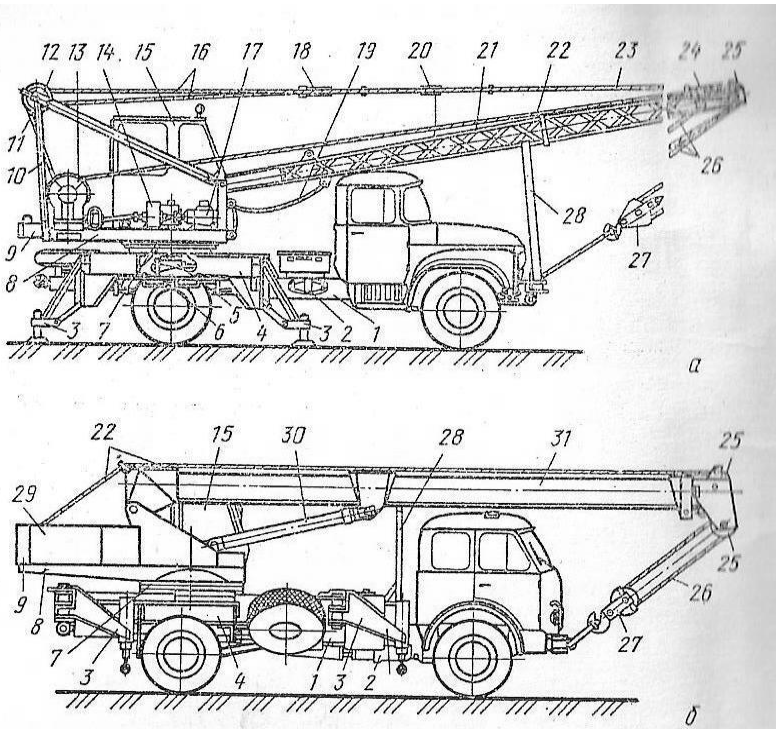
допускаються, на автомобіль, застосовують шасі посиленої конструкції, на якому замість кузова закріплюють ходову раму і опорну стійку. При установці автомобільного крану на виносні опори пружні підвіски (ресори) шасі прогинаються під дією ваги моста і останньою не відривається від основи, що зменшує поновлюючий момент, який утримує кран від перекидання, і знижує стійкість крану.



Мал.1.50 Автокран

При роботі без виносних опор права і ліва пружні підвіски моста деформуються нерівномірно, що веде до нахилу крану в поперечній площині і знижує його стійкості. Для підвищення стійкості автомобільних кранів в процесі роботи застосовують вимикачі пружних підвісок, жорстко сполучаючи шасі з ходовою рамою за допомогою важелів і стабілізаторів, що зрівнюють деформації підвісок з різного боку базового шасі. При необхідності змінюють місця розташування паливних баків і запасних коліс. Крани випускають трьох груп – вантажопідйомністю до 6,3, 10 і 16 т. Розрізняють крани з одномоторним механічним приводом від ДВЗ базового автомобіля і багатомоторним комбінованим, в якому

індивідуальні (електричні, гідравлічні) двигуни приводять в дію окремі механізми. Механічний привід – найбільш простий і дешевий, оскільки в основному використовує трансмісію базового шасі, до якої додають коробку відбору потужності, нижній конічний редуктор і реверсивно-розподільний механізм. Швидкості робочих рухів регулюють за рахунок зміни частоти обертання валу двигуна і перемикання коробки зміни передач базового автомобіля.



Мал.1.51. Автомобільний кран:

а - КС-2561Е з механічним приводом (кожух механізмів знятий); б - КС- 3571 з гідроприводом; 1 - шасі базового автомобіля; 2 - коробка відбору потужності; 3 - виносні опори; 4 - ходова рама; 5 - нижній конічний редуктор; 6 - стабілізатор; 7 - опорно-поворотний пристрій; 8 - поворотна платформа; 9 - протизага; 10, 28 - двонога і опорна стійки; 11, 12 - стріловидний і вантажний канати; 12, 25 - блоки; 13 - лебідка механізму зміни

вильоту стріли; 14 - реверсивно-розподільний механізм; 15 - кабіна управління; 16, 26 - стріловидний і вантажний поліспасти; 17 - механізм повороту крану; 18 - траверси; 19 - канатний пристрій, що оберігає стрілу від закидання; 20 - ОГП; 21 - основна стріла; 23 - канатна тяга; 24 - АСОН; 27 - підвіска крюка; 29 - кожух, 30 - гідроциліндр механізму підйому стріли; 31 - телескопічна стріла.

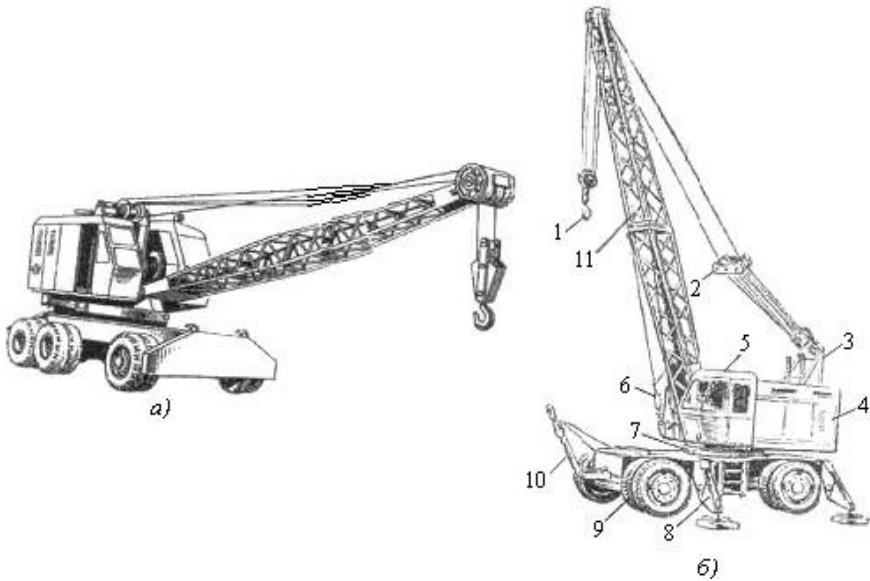
Завдяки маневреності і великій транспортній швидкості автомобільні крани знаходять широке застосування при виконанні різних навантажувально-розвантажувальних і будівельно-монтажних робіт, особливо в умовах розосередженого, у тому числі дорожнього і сільського, будівництва.

Пневмоколісний кран

Це кран стрілового типу на пневмоколісному шасі, керований з кабіни, встановленої на поворотній частині крана. До пневмоколісних кранів відносять машини з ходовим пристроєм у вигляді спеціального пневматичного шасі з жорсткою підвіскою коліс до ходової рами, що розширює можливості роботи кранів без виносних опор і пересування з вантажем на крюку, але обмежує транспортну швидкість до 30 км/год. Крани випускають чотирьох груп – вантажопідйомністю 16, 24, 40 і 100 т. Перші два типи кранів мають класичне компонування – силова установка змонтована на поворотній платформі. Два останні виконані за схемою тягач-установка (у вигляді причепа до спеціального тягача) крану, і силова установка змонтована на шасі тягача.

По конструкції КП аналогічні автомобільним кранам, проте вони мають ряд відмінностей. Передусім це великі вантажопідйомності і різні типи стріловидного устаткування великої довжини. Конструкції приводу лебідок забезпечують декілька швидкостей підйому вантажу і їх безступінчатого регулювання, а головне – малі швидкості його опускання. У багатьох кранів окрім основної стріли передбачені укорочені

стріли завдовжки 6...12 м, що дозволяє їм виконувати будівельно-монтажні роботи усередині промислових будівель.



Мал.1.52 Будова пневмоколісного крану

а- загальний вигляд; *б*- робоче положення: 1 - підвіска крюка; 2 - стрілковий поліспаст; 3 - двоногий стояк; 4 - привод; 5 - кабіна керування; 6 - канатний обмежник; 7 - опорно-поворотний круг; 8 - виносна опора; 9 - пневмоколісний візок; 10 - буксирний (зчіпний) пристрій; 11 - стріла.

Як правило, пневмоколісні крани транспортують з основною стрілою або без неї. Для забезпечення транспортного габариту крану верхня секція стріли може складатися відносно шарніра убік або вниз і пристиковуватися до стріли. Робота пневмоколісних кранів з основними стрілами дозволена при поперечному ухилі майданчика не більше 0,05 рад, а при установці на виносні опори - не більше 0,025 рад.



Мал.1.53 Пневмоколісний кран у роботі

Серед пневмоколісних кранів виділена група з особливою конструкцією ходового пристрою – пневмоколісне шасі з укороченою базою – короткобазові крани – КК, що мають (завдяки обом ведучим і керованим мостам) високу маневреність і прохідність. Ці крани (КС-4361А, КС-4362, КС-4371 і КС-4372) вантажопідйомністю 16 т мають базу шасі 4,1 і 3,5 м і призначені для виконання будівельно-монтажних робіт в обмежених умовах і на об'єктах з важкими дорожніми умовами.

Гусеничний кран

Найбільшого поширення на монтажних майданчиках набули гусеничні крани – КГ, що мають усі переваги гусеничного руху. Гусеничні крани практично не вимагають підготовки спеціальної основи для роботи, оскільки мають найменший питомий тиск на ґрунт в порівнянні з іншими

стріловидними кранами і мають високу маневреність, що дозволяє їм працювати в природних умовах. Перебазування на великі відстані здійснюється за допомогою спеціальних машин.



Мал.1.54. Гусеничний кран

Ходова рама крану зварної конструкції спирається на два рамні гусеничні візки багатоопорної конструкції з індивідуальним приводом. Поворотна частина крану спирається на ходову частину за допомогою дворядного кулькового опорно-поворотного пристрою із зубчастим вінцем зовнішнього зачеплення. На поворотній частині розміщені: лебідки головного, допоміжного підйому і підйому стріли; механізм повороту; кабіна управління, яка ізольована від загального машинного приміщення і обладнана опалюванням і вентиляцією. У кабіні розміщена контролерна і кнопкова системи управління усіма електродвигунами приводу. Мала швидкість підйому досягається включенням одного малого двигуна. Збільшення швидкості здійснюється підключенням в роботу головного електродвигуна з фазовим ротором, керованого підключенням

ступенів роторних опорів. Край обладнаний обмежувачем вантажопідйомності, кінцевими вимикачами для обмеження підйому вантажів і стріли, а також тросовим запобіжним пристроєм, що перешкоджає закиданню стріли при випадковому обриві вантажу.

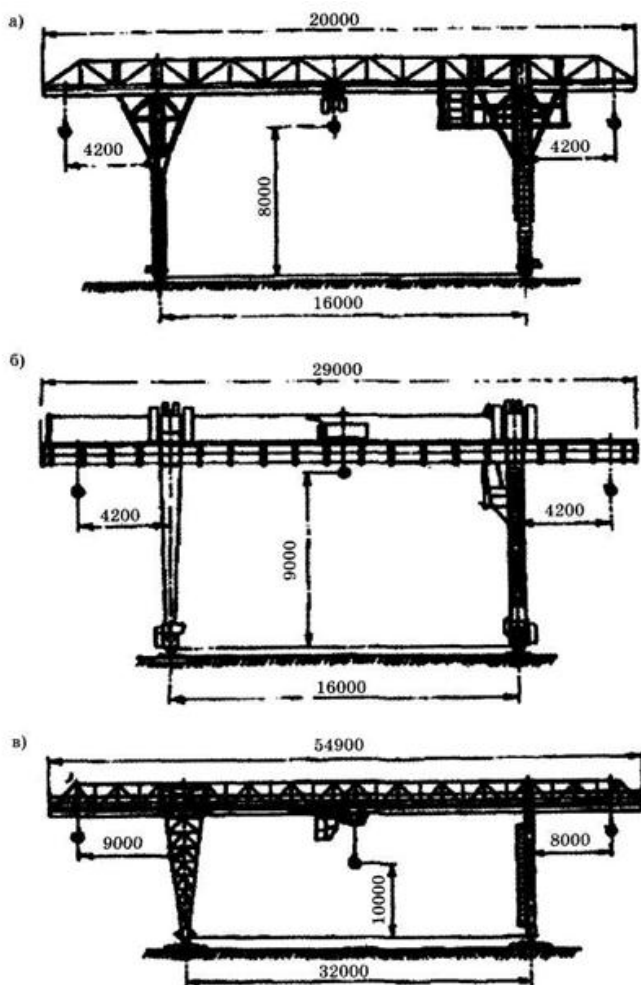
Козловий кран

Це кран стріловий, на платформі, що пересувається по залізничній колії.

Застосування козлових кранів найбільш раціональне при монтажі будівель промислового призначення великої протяжності, під час монтажу промислових будівель із значною вагою елементів і невеликою висотою підйому, насичених технологічним обладнанням, під час монтажу значних житлових будівель – монтажу спеціальних конструкцій, бункерних естакад на складах.

Рельсові колії для пересування козлових кранів закладаються на шпалах по гравійній або щебневій основі. Рельси кладуть на плоскі підкладки і прикріплюють до шпал костиллями. Однорельсові колії закладають звичайно, на підшпалах. Відстань між шпалами 500 мм. Ширина шпали повинна бути рівною 250 мм, висота не менша ніж 300 мм.

Висота шару гравію повинна бути не менше 350 мм, а ширина баластного типу повинна перевищити довжину шпали не менше ніж на 150 мм з кожного боку. Нахил коліс допускається не більше 0,005. На кінці кранових колій необхідно встановлювати надійні упори, які запобігають сходу козлових кранів з рельс. Колії кранів вимагають постійного догляду і контролю і повинні завжди зберігатися у справному стані. Проліт і вантажопідйомність крану вибирають виходячи з умов майбутньої роботи.



Мал.1.55. Козлові крани: а - КД-05; б - КДКК-10; в - ККС-10



Мал.1.56. Козловий кран

Тракторний кран

Це кран стріловий на шасі трактора. Тракторні крани – стріловидні самохідні крани на шасі трактора, призначені для перевантажувальних і монтажних робіт в будівництві, на промислових підприємствах і на транспорті.



Мал.1.57. Зовнішній вигляд тракторного крану

Тракторні крани підрозділяються на:

Поворотні. Це стріловидні крани вантажопідйомністю від 5 до 6,3 т. Складові крану розміщується або над шасі, або над кабіною трактора. Крани мають дизельний або дизель-електричний привід з можливістю живлення від зовнішньої мережі.

Крани-трубоукладальники. Це спеціальні тракторні крани, у яких стріла розташована збоку трактора. Вони призначені для укладання в траншею трубопроводів і, крім того, забезпечують роботу очисних і ізоляційних машин, виконують різні підйомно-транспортні операції при будівництві трубопроводів. Крани-трубоукладальники є неповоротними машинами. Бічне розміщення стріли дозволяє їм пересуватися в робочому положенні уздовж траншеї.

Поворотна або неповоротна частина крану тракторних кранів монтується на серійних гусеничних тракторах. В окремих випадках конструкцію трактора змінюють: замінюють ресорну підвіску рами жорсткою, подовжують гусеничний хід і т.д.

Тракторні крани застосовуються при виконанні спеціальних видів робіт, пов'язаних з переміщенням в умовах бездоріжжя.

Плавучий кран

Це кран на плавучих засобах. Плавучий кран – кран стрілового типу на самохідному або несамохідному понтоні, призначеному для його установки і пересування.

Основні вимоги, що висуваються до понтонів плавучих кранів – міцність конструкції, плавучість.



Мал.1.58. Плавучий кран

Плавучі крани можуть бути самохідними і несамохідними. Якщо кран обслуговуватиме кілька портів або переміщатиметься на значні відстані – він повинен бути самохідним. У цьому випадку застосовують понтони з корабельними обводами.

За конструкцією зовнішньої будови плавучі крани розділяють на неповоротні, поворотні і комбіновані, які в свою чергу також класифікуються.

До неповоротних відносять:

- Щоглові крани (з нерухомими щоглами) мають просту конструкцію і малу вартість. Горизонтальне переміщення вантажу здійснюється при переміщенні понтона. Тому продуктивність таких кранів дуже мала.

- Козлові крани з стрілою, яка нахилиється. Вони найбільш придатні для роботи з важкими вантажами і при змінному вильоті більш продуктивні, ніж щоглові. Вони мають просту конструкцію, малу вартість і велику вантажопідйомність. Стріла таких кранів складається з двох стійок, що сходяться до вершини під гострим кутом, і має шарнірне закріплення в носовій частині понтона. Підйом стріли здійснюється жорсткою

штангою (гідроциліндром, зубчастою рейкою або гвинтовим пристроєм) або за допомогою поліспастиї механізму (наприклад, на крані «Витязь»). Стрілу в транспортному положенні закріплюють на спеціальній опорі. Для виконання цієї операції використовують стрілопідіймальну і допоміжну лебідки.



Мал.1.59. Плавучий кран при будівництві мосту у Токіо, 2010 року

Поворотні, також називаються універсальними. Поворотні крани – найбільш продуктивні: їх стріли не тільки нахиляються, а й обертаються навколо вертикальної осі. Вантажопідіймальність таких кранів вимірюється в широких межах і може досягати сотень тонн.

Комбіновані. До цього типу можна віднести плавучі козлові крани, по мосту яких пересувається поворотний кран. Плавучий козловий кран – звичайний козловий кран, встановлений на понтоні. Міст крана розташований уздовж поздовжньої осі понтона, а його консоль виступає за контури понтона на відстань, яку іноді називають зовнішнім вильотом. Зовнішній виліт зазвичай становить 7...10 м. Вантажопідіймальність плавучих козлових кранів досягає 500 т.

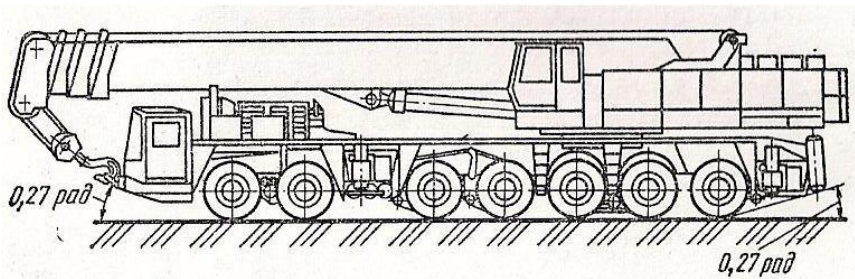
Однак, внаслідок великої металоємності плавучі козлові крани застосовуються рідко.

Плавучі крани за призначенням бувають :

- Крани для вантажно-розвантажувальних робіт у портах.
- Крани для монтажних робіт.

Крани на спеціальних шасі автомобільного типу

Крани на спеціальних шасі автомобільного типу – КШ – виготовляють із застосуванням складальних одиниць серійних вантажних автомобілів. Багатівісне шасі (від двох до семи осей) з ведучими і керованими осями, що мають жорстку і балансиру підвіску, забезпечує підвищену прохідність, маневреність, транспортну швидкість – до 60 км/год.



Мал.1.60. Кран на спеціальному шасі автомобільного типу КС-8471

Кількість осей шасі визначається вантажопідйомністю крану. Стріловидне устаткування забезпечує кращі вантажовисотні характеристики кранів в порівнянні з КА. Випускають крани чотирьох груп – вантажопідйомністю 25, 40, 63 і 100 т. Перші дві групи кранів мають один двигун, а дві останні – окремий двигун для приводу базового шасі і силову установку для приводу механізмів крану. Усі крани мають гідропривід механізмів і жорсткий підвіс телескопічних стріл. Стріловидні самохідні крани на спецавтшасі застосовують на розосереджених об'єктах при одиничному монтажі ХТО і конструкцій. Один з їх основних режимів роботи – пересування крану по майданчику з вантажем на крюку.



Мал.1.61. Автокран Zoomlion QAY180V633

Незалежний привід усіх механізмів кранів дозволяє здійснювати поєднання будь-яких робочих рухів. При цьому заводська інструкція забороняє поєднувати наступні рухи: пересування крану з вантажем на кроку з іншими операціями кранів, робота головного і допоміжного механізмів підйому вантажу, обертання крану і висунення телескопічної стріли, обертання крану і підйом стріли. Взагалі, правилами забороняють поєднувати більше двох робочих рухів будь-якої ГПМ.

Залізничний кран

Залізничний кран це повноповоротний стріловий кран, на платформі, що пересувається по залізничній колії.

Залежно від умов роботи окремих механізмів і крана в цілому, ступеня їх завантаження за часом і вантажопідйомності для кранів з механічним приводом встановлюються чотири групи режимів роботи: Л - легкий, С - середній, Т - важкий, ВТ - вельми важкий. Група режиму роботи визначається

відповідними розрахунками за формулами технадзору і вказується в технічному паспорті крана.

Вантажопідйомність становить: для легких і середніх кранів 20...30 т., для важких кранів 80...250 т.

Вантажопідйомність цих кранів при розташуванні стріл уздовж рейкового шляху приблизно в 2 рази більше, ніж в поперечному напрямку при однакових запасах стійкості. Вантажні моменти кранів відповідно рівні 800...5000 кН•м і 5000...25000 кН•м. Виліт кранів змінюється в межах 4...28 м. Швидкість підйому 1,15...32 м/хв.

Привід

Залежно від типу приводу розрізняють крани з ручним або механічним приводом. Крани з ручним приводом мають невелику вантажопідйомність і використовуються, головним чином, при незначному обсязі перевантажувальних робіт. Крани з механічним приводом залежно від встановленого основного силового агрегату поділяють:

Парові. Встановлюється паровий котел та парова машина, яка приводить в дію всі його механізми. Паровий привід на крані в порівнянні з іншими видами приводів відрізняється простотою, надійністю і забезпечує безступінчасту зміну швидкостей роботи крана, проте має ряд недоліків: Низький ККД (близько 5%), великі габаритні розміри і збільшену вагу, непродуктивна витрата палива і необхідність безперервного обслуговування та спостереження за паровим котлом навіть у період перерви в роботі крана, значний час (45...60 хв) витрачається на приведення крана в робочий стан або його зупинку, тривалий час знаходиться в ремонті через періодичні промивки котла.

Електричні. У цих кранах окремі його механізми приводяться в дію від електродвигунів, що живляться струмом від зовнішньої мережі через силовий кабель. Цей привід найбільш економічний і простий за будовою. Витрата робочої сили при обслуговуванні електричного крана менша (приблизно) в 2,5 рази, ніж на паровому крані, і в 1,3 рази ніж при приводі з

двигуном внутрішнього згоряння. Однак, кабель значно скорочує поле дії, тому кран може працювати лише при наявності на робочому майданчику силової лінії і місць підключення до неї.

Крани з приводом від двигуна внутрішнього згоряння безпосередньо (однодвигуновий): ПК-6, МК-6, КДВ-15. На кранах з однодвигуновим приводом застосовуються як дизельні, так і бензинові двигуни внутрішнього згоряння. Однодвигуновий привід вимагає порівняно складних, залежних один від одного механізмів, із значною кількістю з'єднувальних муфт, що є його недоліком.

Крани з двигуном внутрішнього згоряння в поєднанні з електричним генератором (багатодвигунні). Дизель-електричні: серії КДЕ і ЕДК. На кранах з цим багатодвигунним приводом встановлена дизель-генераторна установка, що забезпечує електроенергією двигуни кожного окремого приводного механізму. Ці крани можуть житися струмом і від зовнішньої мережі. Кожний механізм має самостійний привід і може бути включений або відключений незалежно від інших механізмів.



Мал.1.62. Залізничний кран

Дизель-гідравлічні.

Кранові механізми приводяться в дію від власного генератора з дизельним двигуном або від стороннього джерела струму. Швидкість пересування залізничних кранів по рейковому шляху становить 60...100 км/год. Частота обертання: 0,5 об/хв для кранів великої вантажопідйомності (сотні тонн) і 1,5 об/хв для більш легких кранів. Передбачена також доводочна частота обертання 0,05...0,1 об/хв. Мінімальний виліт залізничних кранів складає 4...8 м, максимальний 22...28 м. Час зміни вильоту 1...6 хв.

Залізничні крани монтують на спеціальних залізничних платформах. Стріла в транспортному положенні укладається на іншу платформу, яка входить у комплект устаткування. Платформа крана спирається на колісні осі в кількості від чотирьох до восьми.

Колісні пари групують в три-, чотиривісні немоторні. Навантаження на вісь допускається не більше 200 кН. Платформи крана постачають стандартними залізничними автозчепами, так як кран може бути не тільки включений до складу поїзда, але і використаний як локомотив при маневрах.



Мал.1.63. Залізничний кран

Габарити залізничних кранів мають задовольняти вимоги ГОСТ 9238-73. Маса кранів складає 60...300 т. Платформи мають від чотирьох до восьми поворотних балок з гідравлічними виносними опорами. При роботі крана під них заздалегідь підкладаються шпальні щити з брусів.

Механізм пересування крана обладнують звичайним залізничним гальмівним пристроєм з пневматичним приводом.

Параметри стрілових кранів

Параметрами називаються основні величини, що характеризують кран. Основними параметрами стрілових кранів є:

Вантажопідйомність – маса найбільшого робочого вантажу, на підйом якого він розрахований. У величину вантажопідйомності включається маса знімних вантажозахоплювальних пристроїв і тари: у машин, які оснащені грейфером або електромагнітом, маса цих вантажозахоплювальних органів. Цей параметр є загальним для всіх типів кранів. Вантажопідйомність залежить від вильоту стріли з урахуванням стійкості крана від перекидання і міцності його елементів.

Висотні параметри

- Виліт гака від ребра перекидання – відстань по горизонталі від ребра перекидання до центру зіва гака.

- Виліт стріли – відстань по горизонталі від осі обертання крана до вертикальної лінії, яка проходить через точку підвісу вантажу. Випускаються крани з постійним вильотом стріли і змінним вильотом. Крани із змінним вильотом здатні обслуговувати великі площі.

- Висота підйому гака – відстань від рівня стоянки крана до центру зіва гака, що знаходиться у верхньому (вищому) робочому положенні.

- Глибина опускання гака – відстань від рівня стоянки крана до центру зіва гака, що знаходиться в нижньому (нижчому) робочому положенні.

Швидкість

- Швидкість зміни вильоту гака – горизонтальна складова швидкості переміщення гака при зміні його вильоту.
- Швидкість підйому вантажу.
- Швидкість повороту.
- Робоча швидкість пересування крана – швидкість пересування крана в робочому положенні з підвішеним вантажем, що забезпечується його власним приводом.
- Транспортна швидкість пересування крана – швидкість пересування крана в транспортному положенні, що забезпечується його власним приводом.

Нахил і поворот

Для стрілових поворотних кранів повинна бути забезпечена можливість підйому найбільшого робочого вантажу на розрахунковому ухилі при всіх положеннях поворотної частини.

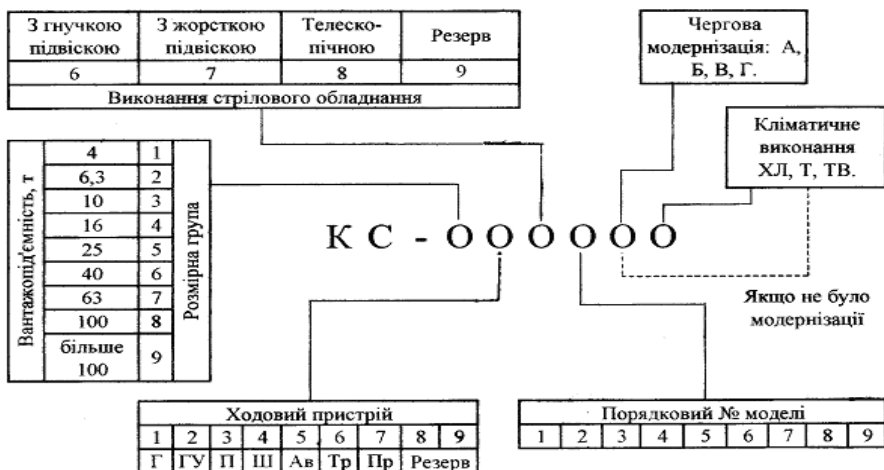
- Розрахунковий кут нахилу – кут, величина якого:
 - для стрілових кранів (крім кранів на залізничному ходу) приймається не менше 3° .
 - для порталних – не менше 1° .
 - для залізничних кранів кут нахилу визначається величиною перевищення на кривих ділянках шляху однієї рейки над іншою.

При роботі на виносних опорах для стрілових кранів кут нахилу може прийматися $1^\circ 30''$. Розрахунковий кут нахилу з баштово-стріловим обладнанням визначається проектною організацією і вказується в паспорті крана.

- Кут повороту.

Індекси кранів

Кожній моделі стрілового крана присвоюють індекс, в якому зашифровані його конструктивні особливості та основні характеристики.



Мал.1.64 - Індеси кранів

КС – кран стріловий самохідний загального призначення; Г – гусеничний ходовий пристрій з мінімальною допустимою шириною гусениць; ГУ – гусеничний ходовий пристрій з збільшеною поверхнею гусениць; П – пневмоколісний ходовий пристрій; Ш – спеціальне шасі автомобільного типу; Ав – шасі вантажного автомобіля; Тр – трактор; Пр – причіпний ходовий пристрій; ХЛ – холодне виконання; Т – тропіки; ТВ – тропіки вологі.

Вантажозахватні пристрої

Вони використовуються для захвату штучних та сипких вантажів.

Для захвату штучних вантажів використовують крокову підвіску, до крока якої підвішуються різні проміжні захватні пристрої. Для транспортування будівельних розчинів використовують ємкості, а для сипких, кускових та штучних матеріалів – грейфери.

Види вантажозахватних пристроїв для захвату штучних та сипких вантажів:

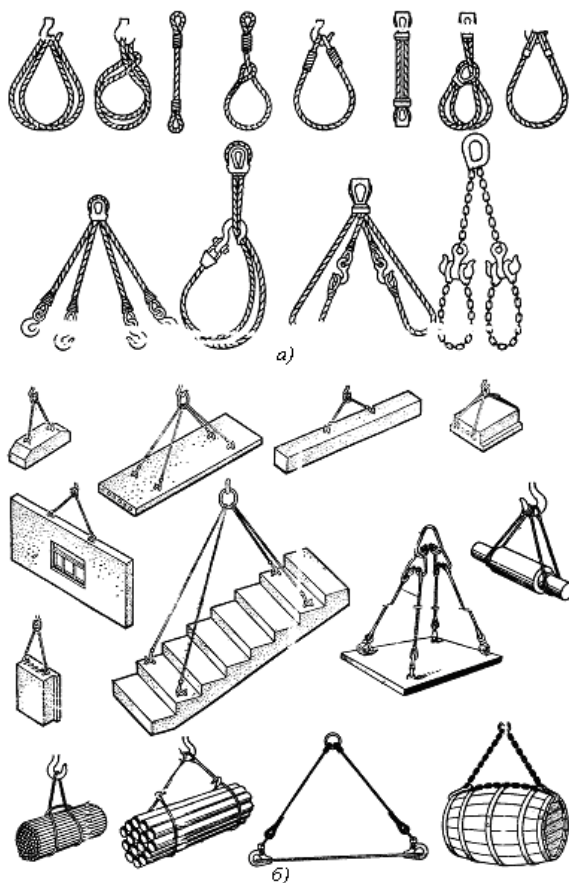
1. Стропи, траверси та крокові підвіски;

2. Захвати кліщового типу, ексцентрикові (для підйому штучних вантажів);
3. Грейфери (для захвату сипких та кускових вантажів);
4. Підйомні електромагніти;
5. Ковші (для підйому, транспортування сипких і рідких вантажів);
6. Платформи (піддони) для вантажів різних габаритів або однакових;
7. Корзини та низькогабаритні ящики;
8. Контейнери.

Вимоги до вантажозахватних пристроїв:

1. Надійність та безпечність в роботі (безпека людей, збереження вантажу) в будь-якому випадку;
2. Мінімальні затрати часу для захвату і знімання вантажу;
3. Мала власна маса пристрою;
4. Невелика доля участі робочих в процесі захвату та розвантаження вантажу;
5. Зручність в обслуговуванні;
6. Простота та невисока вартість конструкції.

Стропи є універсальними вантажопідйомними пристроями. Крюкові, петлеві та інші стропи бувають канатні або ланцюгові. Стропи виготовляються з відрізка сталевих каната або зварного ланцюга, у якого з однієї сторони робиться вушко, а на другому – кріпиться крюк. Стропи повинні накладатись на вантаж без перекручування, використовуватись спеціальні підкладки під гострі ребра вантажу, для запобігання від пошкодження.



Мал.1.65.

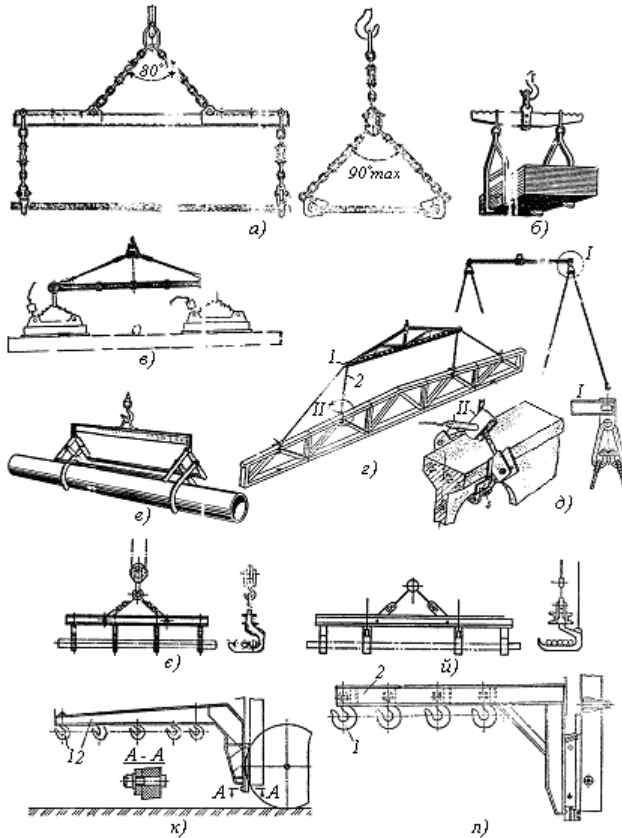
а – конструкція; *б* – способи кріплення вантажів

Вантажні траверси в поєднанні з стропами та іншими захватами

Вантажні траверси застосовують для підйому довгих вантажів (балок, листів, труб, прутків, ферм та ін.) використовують зварні траверси з сталевого прокату у вигляді балки або трикутної решітчастої ферми, які через сторони або петельки підвішуються на крюк підвіски (Мал.1.66). Вантаж підвішується до траверси за допомогою захватів у вигляді лап,

стропів, електромагнітів, кліщових захватів та ін. (Мал. 1.66, а...й).

Балки у вигляді консолі кріпляться до каретки автотранспортувачів (Мал.1.66, к,л). Вони використовуються для захвату крюком штучних вантажів зверху, а також для монтажу обладнання; використовуються для підйому і транспортування громіздких вантажів складної конфігурації.

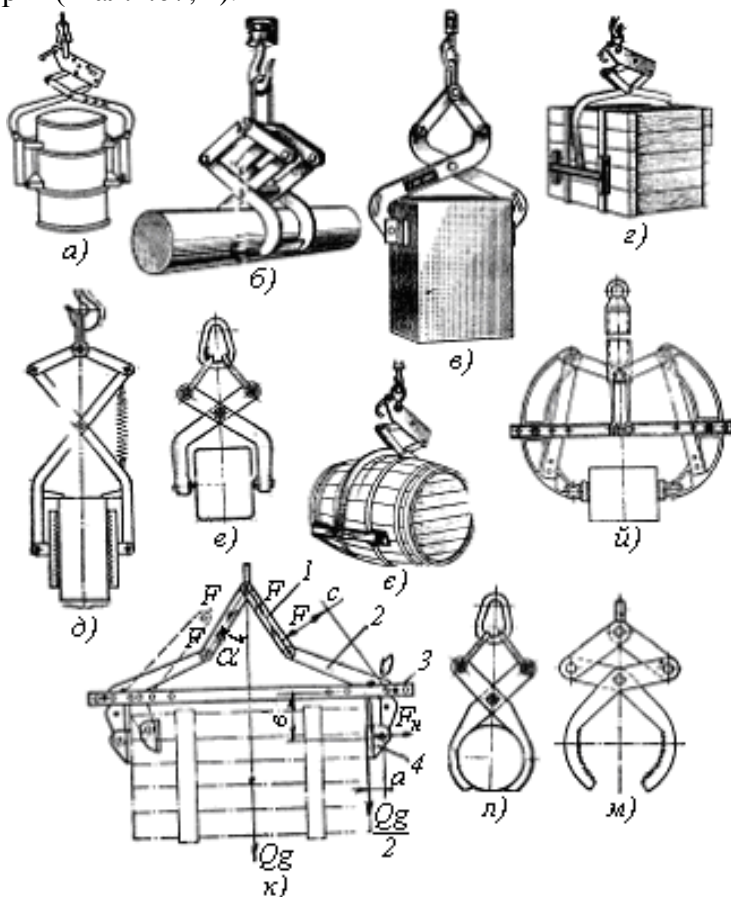


Мал.1.66.

а, б, в, д, е, є, й – балочні; з – фермові; к, л – консольні

Кліщові захвати

Кліщові захвати використовують для захоплення штучних вантажів. Конструкції захвату залежать від форми, розмірів та маси вантажів (Мал.1.67). Їх підвішують безпосередньо на крюк підвіски крана. Захвати працюють по принципу защемлення упорами (лапами) 4 вантажу масою Q під дією його сили тяжіння. Важільна система утримує вантаж силою тертя (Мал.1.67, κ).



Мал.1.67.

а, б, в, г, д, е, є, й, л, м – конструкції; *к* – розрахункова схема

ТЕЛЕСКОПІЧНІ КРАНИ



Технічні характеристики

Характеристики	GCK 3045	GMK 2035E	GMK 3055	GMK 4080-1	GMK 41001	GMK 5130-2	GMK 5170	GMK 63001	GMK 7450
Вантажо-підйомність, т	45	35	55	80	100	130	170	300	450
Висування стріли, м	34	29	43	51	60	60	64	80	60
Подовжувач стріли, м	6,3-10,2	8,5-15	8,7-15	9-21	10-22	11-32	11-34	12-29	12-73
Макс. висота, м	47	46	60	75	83	95	100	112	130

КРАНИ ДЛЯ ВАЖКО ПРОХІДНОЇ МІСЦЕВОСТІ



Технічні характеристики

Характеристики	RT530E-2	RT540E	RT650E	RT760E	RT880E	RT890E	RT9130E	RT9150E
Вантажо-підйомність, т	27	35	45	55	75	80	120	135
Висування стріли, м	29	31	32	33,2	39	43,2	48,5	60
Подовжувач стріли, м	13,7	13,7	8,8-15,5	10,1-29,2	10-29,2	26,8	34	11-11,8
Макс. висота, м	45	47	49	65	71	73	85	95,3

ГУСЕНИЧНІ КРАНИ З РЕШІТЧАСТОЮ СТРІЛОЮ



Технічні характеристики

Характеристики	555	777	999	15000	18000	21000	31000
Вантажопідйомність, т	136	181	250	250	600	907	2300
Основна стріла, м	76,2	82,3	88,4	87,5	121,9	109,7	105
Фікс.гусек на основний стрілі, м	85,3	91,4	11,5	24,4	158,5	121,9	207,1
Розрахунковий натяг каната, кН / швидкість, м / хв	147/1.30	196/135	131/134	131/134	217/160	218/161	490-146

Розділ II. МЕХАНІЧНІ І РУЧНІ ТЕХНІЧНІ ПРИСТРОЇ БУДІВЕЛЬНОГО СПРЯМУВАННЯ

2.1 Будівельні змішувачі

Бетонозмішувач - це напівавтоматичний будівельний пристрій для приготування суміші і бетонного розчину шляхом перемішування його складових частин. Як правило, вони використовують барабан з електродвигуном для отримання будівельного розчину.

Класифікація бетонозмішувачів

Змішувачі класифікуються за такими ознаками:

- за технологічним призначенням – для приготування бетонів різних видів (важкого, пористого, силікатного, керамзитобетону, полімербетона і т. п.), для приготування будівельних розчинів;
- за характером роботи – циклічні та безперервної дії;
- за способом змішування – гравітаційні (барабанні) і примусової дії (лопатові);
- по конструкції робочих органів – з циліндричним і грушовидним барабаном, з двоконусним барабаном, з вертикально розташованими змішувальними валами (тарілчастого типу) і з горизонтально розташованими змішувальними валами (лоткового типу);
- за способом перебазування – пересувні та стаціонарні.

Стаціонарні змішувачі, як правило, відзначаються високою продуктивністю. Їх встановлюють на великих об'єктах, розрахованих на тривалий термін експлуатації.

Пересувні змішувачі використовують на об'єктах з невеликим обсягом або сезонним характером робіт. У змішувачах циклічної дії матеріали завантажуються окремими порціями (замісами), при цьому кожен порцію складових можна закладати в барабан тільки після вивантаження з нього попереднього готового замісу. Основні параметри циклічних

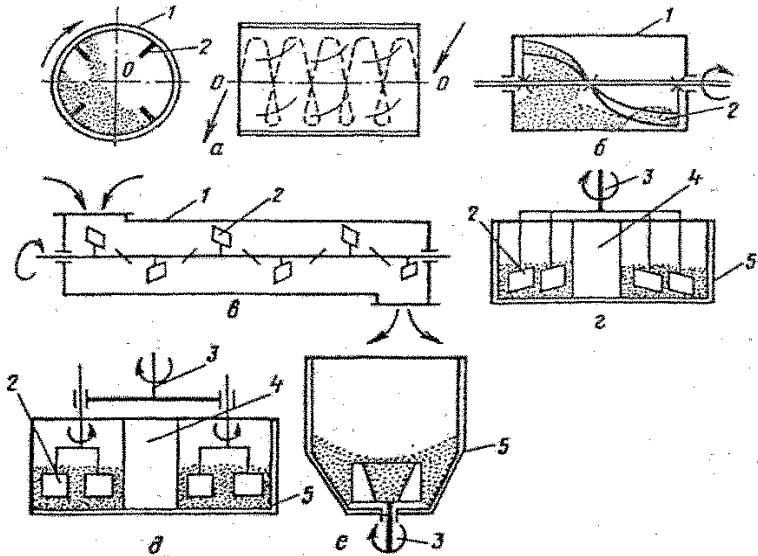
змішувачів – об'єм готового замісу за один цикл або вміст за завантаженням, а також тривалість перемішування.

Циклічні бетонозмішувачі випускають з об'ємом готового замісу: 65, 165, 330, 500, 1000, 1600, 2000 і 3000 л, лопатеві розчинозмішувачі – відповідно 30, 65, 250 л, у турбулентному виконанні – 65, 800, 1800 л. У змішувачах безперервної дії надходження компонентів і вихід готової суміші відбуваються безперервно, внаслідок чого їх продуктивність (за інших однакових умов) перевищує продуктивність змішувачів циклічної дії і є основним їх параметром. Використовують такі змішувачі при масовому виробництві одномарочних сумішей, як правило, в установках і лініях безперервної дії.

Гравітаційні змішувачі (Мал. 2.1) призначені для приготування рухливих сумішей. Являють собою барабан 1, що обертається, до внутрішніх стінок якого під певним кутом прикріплені лопаті 2. При повільному обертанні барабана з частотою $0,2 \dots 0,3 \text{ с}^{-1}$ суміш за допомогою лопатей, а також сил тертя піднімається на певну висоту і знову падає вниз. Щоб забезпечити однорідність суміші, треба зробити 30...40 циклів піднімання і скидання в барабані. Для якісного перемішування місткість барабана у 2,5...3,0 рази повинна перевищувати об'єм суміші.

Переваги гравітаційних змішувачів: проста конструкція, можливість перемішування сумішей з великим (до 150...180 мм) заповнювачем, невисока енергоємність, нескладне обслуговування та експлуатація, низька собівартість приготування суміші й незначне спрацювання робочих органів. Серед недоліків: тривале перемішування, неможливість одержання однорідної маси при приготуванні жорстких і дрібнозерних сумішей. У зв'язку з цим такі змішувачі застосовують лише для приготування бетону.

Оптимальний час змішування дорівнює 60...90 с (до 180 с), а повний цикл, враховуючи завантаження, перемішування і вивантаження – 90...150 с (до 240 с).



Мал. 2.1 Принципова схема змішувачів:

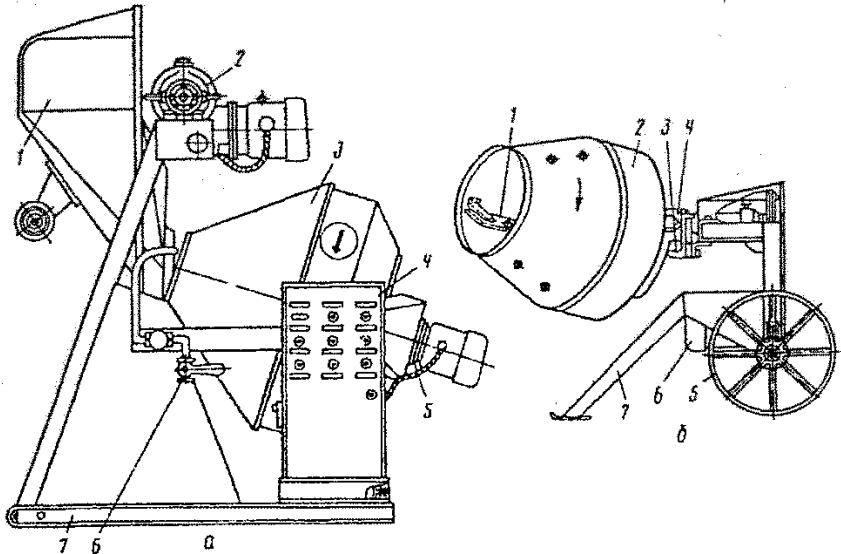
а - гравітаційного; б - лопатевого; в - лоткового; г - роторного; д - планетарно-роторного; е - турбулентного; 1 - барабан; 2 - лопаті, 3 - ротор; 4 - стакан; 5 - чаша.

Гравітаційні змішувачі циклічної дії за способом розвантаження поділяються на перекидні, барабани яких обертаються, як правило, під кутом 15° до вертикалі при завантаженні і змішуванні та кутом 45° при розвантаженні; неперекидні реверсивні з горизонтальною віссю барабана, лопаті якого встановлено так, що при обертанні в один бік відбувається перемішування суміші, а в інший (реверсуванні) – розвантаження.

У змішувачах з примусовим перемішуванням (Мал. 2.1, б-е) суміш готується завдяки примусовому руху лопатей в масі матеріалу або ж потоки суміші створюються швидкообертним ротором 3, що встановлено в конічному корпусі чаші 5. За конструкцією змішувачі бувають лопатеві (Мал. 2.1, б), лоткові (Мал. 2.1, в), роторні (Мал. 2.1, г), планетарно-роторні (Мал. 2.1, д)

й турбулентні Мал. 2.1, е). Конструкції змішувачів, наведено на Мал. 2.2 і Мал.2.2.

Перекидний бетонозмішувач СБ-16Б (Мал.2.2, а) складається з механізму завантаження у вигляді скіпового підйомника з ковшем 1 і механізмом 2 його піднімання й опускання, а також барабана 3, пульта керування 4, привода 5 змішувального барабана, системи водопостачання 6 і рами 7.



Мал. 2.2 Гравітаційні бетонозмішувачі циклічної дії:

а - типу СБ-16Б: 1 - ківш; 2 - механізм піднімання ковша; 3 - барабан; 4 - пульт керування; 5 - привод барабана; 6 - система водопостачання; 7 - рама; б - типу СБ-101: 1 - лопаті; 2 - барабан; 3 - механізм повороту барабана; 4 - редуктор; 5 - ходовий пристрій; 6 - двигун; 7 - рама.

Перекидний бетонозмішувач СБ-101 (Мал.2.2, б) складається із змішувального барабана 2 з прикріпленими до його внутрішньої поверхні лопатями 1. Обертання барабана здійснюється від двигуна 6 через двоступінчастий редуктор 4. Для переміщення змішувача є ходовий пристрій 5 у вигляді двох жорстких металевих коліс. Кут нахилу змішувального барабана

змінюється за допомогою механізму повороту 3. Всі агрегати і вузли змонтовано на рамі 7.

Роторний змішувач циклічно дії (Мал. 2.3, а) складається зі змішувальної чаші 6. В середині останньої обертається ротор 1 з лопатями. Обертання передається від двигуна 2 через редуктор 5, розміщений на внутрішній поверхні змішувальної чаші. Змішувач закритий кришкою 4 і оснащений пультом керування 3. Готову суміш розвантажують через засув 8, керований пневмоциліндром 7.

Лоткові бетонозмішувачі (Мал. 2.3, б) застосовують для приготування суміші практично будь-якої легкоукладальності із водоцементним співвідношенням 0,32...0,90. У лотку 8 коритоподібної форми змішувача встановлено два вали 6 із закріпленими на них під кутом 43...45° лопатями 7 (до 30...60), які утворюють переривчасту гвинтову лінію для інтенсивного перемішування завантажувальних компонентів у радіальному напрямі та поступового їх переміщення до місця розвантаження – до засова 5. Вали обертаються у різні боки з частотою 2...5 с⁻¹ синхронно і синфазно. Привод містить двигун 1, пасову передачу 2, редуктор 3 та синхронізатор 4 у вигляді зубчастих коліс. Для зниження енерговитрат і підвищення продуктивності рама, на якій встановлено змішувач, нахилено у бік розвантаження на 3°.

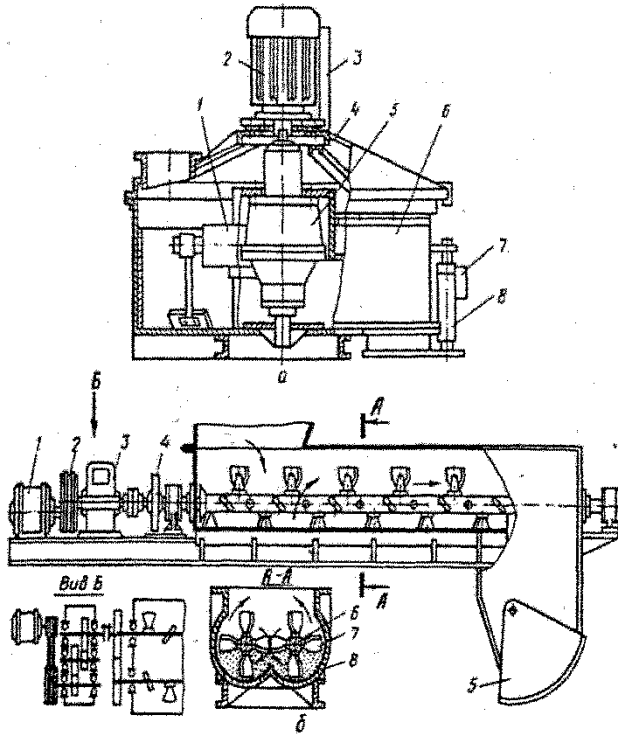
Лопатевий розчинозмішувач – це змонтований на рамі коритоподібний відкритий зверху корпус, на якому на підшипникових опорах встановлено горизонтальний вал з двома лопатями (правою і лівою), що мають різні напрями гвинтових поверхонь і перемішують весь об'єм змішуваних компонентів. Він оснащений засовом з гідро- або пневмоциліндром для розвантаження суміші та електроприводом обертання лопатевого вала у вигляді двигуна, редуктора і клинопасової передачі. Ні в якому разі не можна змінювати напрям обертання валу, оскільки суміш погано перемішуватиметься, бо змішується від центру до периферії, й накопичуватиметься біля стінок циліндричного корпусу.

Турбулентні змішувачі застосовують при підготовці пластичних цементних і вапняних розчинів, мастикових і емульсійних сумішей, а також пластичних сумішей із заповнювачем величиною до 40 мм. Віддозовані компоненти завантажують згори через завантажувальне вікно корпусу. При роботі змішувача компоненти суміші в зоні ротора, який обертається з частотою до 9 с^{-1} , взаємодіють з його лопатями і приводяться в турбулентний (вихровий) рух, відкидаються до стінок корпусу, піднімаються на певну висоту, а потім, падаючи вниз, надходять знову в центральну частину ротора. Гальмові перегородки перешкоджають обертанню суміші в горизонтальній площині. Готову суміш розвантажують через розвантажувальний люк, покритий у робочому положенні пневмо- або гідрокерованим засувом. Ротор отримує обертання від електродвигуна через клинопасову передачу.

Переваги турбулентних змішувачів такі: підвищені однорідність і якість суміші, швидке приготування (до 30 с), проста конструкція.

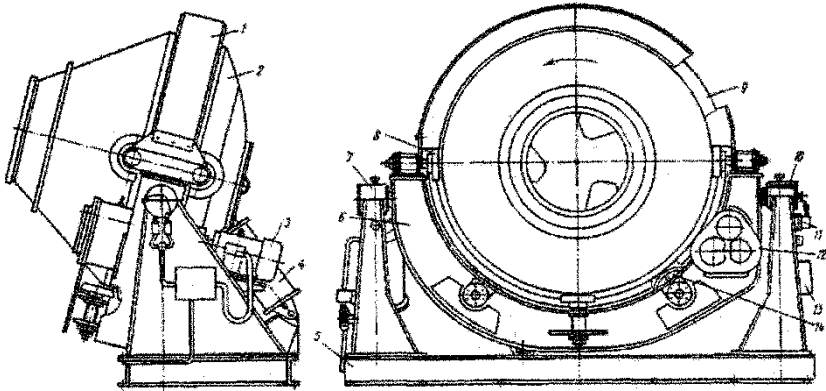
Технічна характеристика бетонозмішувача СБ-103.

Обсяг готового замісу бетонної суміші (л)	2000
Об'єм по завантаженню сухими складовими (л)	3000
Число циклів, не менше (на годину)	25
Крупність заповнювача, не більше (мм)	120
Частота обертання барабана (об/хв)	12,6
Кут нахилу змішувального барабана (град):	
при перемішуванні	15
при вивантаженні	55
Потужність електродвигуна (кВт)	22
Привід перекидання барабана	пневматичний



Мал. 2.3 Конструктивні схеми змішувачів примусової дії:

а - роторного: 1 - ротор; 2 - двигун; 3 - пульт; 4 - кришка; 5 - редуктор; 6 - чаша; 7 - пневмоциліндр; 8 - засув; б - лоткового: 1 - двигун; 2 - передача; 3 - редуктор; 4 - синхронізатор; 5 - засув; 6 - вал; 7 - лопаті; 8 - лоток.



Мал. 2.4. Бетонозмішувач СБ-103:

1 - кожух; 2 - змішувальний барабан; 3 - електродвигун; 4 - пневмоциліндр; 5 - рама; 6 - траверса; 7, 10 - права і ліва стійки; 8, 14 - опорний і підтримуючий ролики; 9 - зубчастий вінець; 11 - шляховий вимикач; 12 - редуктор; 13 - клемна коробка.

ДОРОЖНІ КАТКИ



Технічні характеристики

Модель	Експлуатаційна маса, кг	Ширина ущільнюваної смуги, мм	Потужність двигуна, к.с.
VM 46 D / PD	4600/4900	1400	60
VM 75 D / PD	7300/7600	1750	80
VM 115 D / PD	11300/11600	2100	125/130
VM 115 HD / HPD	12150/12450	2100	125/130
VM 132 D / PD	13000/13400	2100	150/145
VM 146 D / PD	14500/14900	2100	173/161
VM 166 D / PD	16400/16800	2100	173
VM 200 D / PD	19700/20100	2100	173
VMT160	1600/1700	800/900/1000	23
VMT 260	2600/2700	1000/1200	32
VMT 380-130	3750	1300	47
VMT 380-140	3850	1400	47
VMT 430-130	4200	1300	47
VMT 430-140	4300	1400	47
VMT 860	9250	1675	85

РУЧНІ УЩІЛЬНЮВАЧІ



Технічні характеристики

Модель	Експлуатаційна маса, кг	Ширина ущільнюваної смуги, мм	Потужність двигуна, к.с.
Вібротрамбовки			
VMR 60	60	280	3,4
VMR 75	73	280	3,5
Нереверсивні плити			
FP 1030	62	300	2,8
FP 1540	91	400	2,8
FP1550	100	500	5,4
Реверсивні віброплити			
VMP 8	80	325	4,2
VMP 24	235	500	5,4
VMP 500	468	550	9; 4
VMP 700	700	750	13,2
Двовальцеві віброкатки			
VMD 70	700	650	9,0
VMD 100	942	750	9,0
VM1500 M / F	1500	630/850	22,8

НАВАНТАЖУВАЧІ З БОРТОВИМ ПОВОРОТОМ



Технічні характеристики

Модель Powerboom	Маса, кг	Вантажопідйомність, кг
135	2750	612
150 T	3652	681
175	3001	794
225	3497	1021
225T	4391	1021
260	3615	1179
300	3823	1361
320 T	4961	1452
330	3959	1492

ФРОНТАЛЬНІ НАВАНТАЖУВАЧІ



Технічні характеристики

Модель	Маса, кг	Стріла висота вивантаження, м	Ковш, м ³	Двигун, к.с.
409	5820	2,61 (Z-под.схема)	1,2	75
411 НТ	8453	2,52 (Z-под.схема)	1,4	100
416 НТ	9445	2,6 (Z-под.схема)	1,7	130
426 ZX	14720	2,91 (Z-под.схема)	2,6	165
436 ZX	16266	2,83 (Z-под.схема)	2,7	178
456 ZX	18870	2,84 (Z-под.схема)	3,5	215
467 ZX	23800	2,88 (Z-под.схема)	4,0	290

ТЕЛЕСКОПІЧНІ НАВАНТАЖУВАЧІ



Технічні характеристики

Модель	Максимальна висота підйому, м	Максимальна вантажопідйомність, кг	Максимальний виліт вперед, м	Вантажопідйомність при максимальному вильоті вперед, кг
515-40	4,0	1500	2,5	750
524-50	5,3	2400	2,9	1250
527-58	5,8	2700	3,0	1250
531-70	7,0	3100	3,7	1250
535-95	9,5	3500	6,52	500
535-125	10,2	3500	8,06	1150
540-140	13,8	4000	9,25	1250
540-170	16,7	4000	12,5	600
541-70	7,0	4100	3,7	1500
550-80	8,1	5000	4,47	1500
550-140	13,5	5000	9,39	1133

2.2 Будівельні вібратори

Віброрейка — механізм призначений для ущільнення і вирівнювання свіжоукладеного бетону та бетонних сумішей при будівництві доріг, бетонуванні підлог, заливці майданчиків, в промисловому і цивільному будівництві.

Сам по собі цей механізм можна назвати багатофункціональним. Адже його головне завдання – це рівномірне правильне укладання бетону. Існує багато видів даного механізму. Найбільшого поширення отримала віброрейка бензинова, що обумовлено, її мобільністю та використанням у важкодоступних для електрики місцях. Як вже зрозуміло з самої назви працює цей апарат на бензиновому двигуні. Середня потужність – 2,9 кВт.

Віброрейка бензинова – це найкращий варіант для максимально ефективного і швидкого укладання бетону в будь-яких умовах, її функції полягають в наступному: якщо мова йде про пошарове укладання, то даний механізм спричиняє рівномірний розподіл бетонної маси. Коли дана процедура завершена – в її завдання входить видалення зайвої рідини і повітряних бульбашок з бетону, шляхом стиснення останнього. Разом обидві ці процедури підвищують загальну міцність цього матеріалу, якої не можна було б досягти у разі використання тільки людської праці.

Існує два типи цього механізму: віброрейка бензинова плаваюча і віброрейка напрямна. У першому випадку, її конфігурація влаштована так, що віброрейка завжди залишається на поверхні бетонної маси. Цей варіант підходить для великих площ роботи.

В цілому ж, даний вид технології здатний істотно скоротити фактор людської праці при будівлі бетонних покриттів, до того ж, таку роботу, відносять до розряду складних і травмонебезпечних. Віброрейка бензинова значно зменшує ризики виникнення будь-якого роду надзвичайних ситуацій та робить подібну працю більш легкою.

Середньостатистичні технічні показники:

Вага - від 40 до 70 кілограм.

Алюмінієвий профіль.

Довжина – від 2 до 6 метрів.

Якщо існує необхідність в обробці щільного бетонного розчину, тоді оптимальним варіантом стане віброрейка бензинова. Вибір на користь даного типу пристроїв обумовлений більш високою потужністю двигуна в порівнянні з електричними віброрейками.

Переміщення віброрейки бензинової, в залежності від її моделі, може здійснюватися як безпосередньо по бетонній суміші або розчину, так і по напрямних. За рахунок потужного бензинового двигуна віброрейка може працювати з бетоном на глибині до 300 мм. Для бензинових плаваючих віброрейок, незалежно від довжини профілю, який може досягати 5 м, маневреність пристрою залишається високою. Це обумовлено ергономічними, антивібраційними і зручними рукоятками, завдяки яким оператор може працювати тривалий час без необхідності в перервах.

Таким чином, віброрейка бензинова стане відмінним помічником при проведенні робіт з ущільнення бетонних поверхонь на великих площах, а також у тих випадках, коли існує необхідність в ущільненні бетонного розчину, шар якого досягає 30 см.

Віброрейка бензинова – має просте обладнання, яке використовують в будівництві з метою утрамбовки бетонних сумішей і вирівнювання поверхні при бетонуванні. Таке обладнання здатне у разі збільшити швидкість і підвищити якість бетоноукладальних робіт на будівельній ділянці. Адже віброрейка бензинова за короткий проміжок часу справляється з досить великими обсягами площ.

Пристрій оснащений бензиновим двигуном, який встановлений на алюмінієвий профіль. Зручність роботи з таким обладнанням забезпечує регульована ергономічна рукоятка, яка, як правило, входить в стандартну комплектацію.

Профіль пристрою являє собою алюмінієву рейку, яка безпосередньо бере участь у процесі ущільнення і вирівнювання

бетонної суміші. Незважаючи на просту будову, бензинова віброрейка виконує досить складні функції.

У порівнянні з ручним способом вирівнювання бетонних поверхонь, віброрейка бензинова для бетону має низку переваг:

- висока швидкість бетонних робіт – даний фактор є дуже важливим і значущим в процесі виконання будівельних робіт;

- хороший результат, одержуваний завдяки вібрації пристрою – віброрейка при роботі створює вібрації, які сприяють поліпшеному осіданню бетонної маси до необхідного рівня. При цьому готова поверхня відрізняється практично ідеальною рівністю;

- зручність робочого процесу – віброрейка бензинова істотно спрощує бетоноукладочні роботи;

- зручна ергономічна направляюча рукоятка, що дозволяє в значній мірі збільшити робочий цикл, оскільки вплив вібрацій на оператора знижується. Також існує можливість змінювати кут нахилу рукоятки;

- відцентрова сила оптимальна для будь-якого виду бетонної суміші і може регулюватися по 7 ступеням;

- вузол приводу – довговічний завдяки захисним стабілізуючим функціям плити, розташовано в передній частині, жорсткого приводного валу.

Таким чином, відцентрова сила регулюється і може здійснюватися на дебалансах, тобто регулювати відцентрову силу швидкістю обертання двигуна – не потрібно.

Підшипник дебаланса за рахунок наявності мастила, якого вистачає на весь експлуатаційний термін, і корпусу дебаланса, захищає від потрапляння всередину віброрейки бетону, бруду, бризок води.

Віброрейки бензинові часто комплектуються двигуном провідного японського виробника – Хонда. Варто відзначити, що бензинові пристрої для ущільнення бетонних сумішей зручніші, ніж електричні, на будівельних об'єктах, де можливість підключення до джерела електроживлення відсутня.

Важливо пам'ятати, що віброрейка бензинова повинна в обов'язковому порядку періодично підлягати технічному

обслуговуванню. Тому чистити фільтр, свічки, міняти масло, а також при необхідності – змінювати вийшовші з ладу деталі потрібно своєчасно. У разі, коли віброрейка використовується занадто інтенсивно, проводити чистку і регулювання карбюратора необхідно щодня. А якщо експлуатація віброрейки здійснюється всередині приміщення, його необхідно регулярно і ретельно провітрювати.

Віброрейка обробна (плаваюча) – особливий клас устаткування, яке застосовується для укладання, вирівнювання, а також ущільнення свіжоукладених бетонних сумішей і розчинів (дорожніх покриттів, підлог, майданчиків, мостів, тощо) в побутових і промислових масштабах. Процес вирівнювання та ущільнення бетонних основ після їх заливки виконується з метою видалення надлишків повітря і води де ще не схопився розчин. Таким чином, можливих прихованих порожнин в бетоні запобігають, що, безумовно, позитивно позначається на зносостійкості і характеристиках міцності бетонного покриття після його остаточного затвердіння.

Віброрейка плаваюча складається з двох основних частин: алюмінієвого профілю, який може мати різні розміри і форму, саме за допомогою профілю проводиться ущільнення і вирівнювання бетонного покриття, і силової установки – двигуна (електричний, бензиновий), оснащеного вібратором.

Обертальний момент передається з двигуна на вібратор. У свою чергу дебаланси вібратора створюють вібрацію (коливальні рухи), які за допомогою алюмінієвого профілю передаються безпосередньо бетону. Таким чином, відбувається ущільнення бетонного шару і видалення бульбашок повітря. Це сприяє тому, що розчин набуває однорідної маси позбавленої порожнин.

Віброрейка плаваюча встановлюється на бетонну основу і плавно тягнеться в будь-якому напрямку. Довжина пристрою досягає 3,5 м, тоді як глибина бетонної суміші, що піддається вирівнюванню і ущільненню, може становити не більше 200мм. Керувати віброрейкою може один оператор, оскільки даний тип обладнання досить зручний в експлуатації.

Залежно від типу встановленого двигуна віброрейка плаваюча може бути електричної або бензинової дії. Варто відзначити, що кожен різновид агрегатів володіє рядом переваг і недоліків, які роблять їх застосування більш вигідним в кожному конкретному випадку. Так, віброрейка бензинова відрізняється більшою потужністю, а тому активно застосовується на великих відкритих площах, забезпечуючи автономну роботу. Однак даний тип обладнання має більш високу вартість. Віброрейка електрична маючи меншу потужність, широко застосовується для робіт в невеликих закритих приміщеннях.

Завдяки унікальній конструкції віброрейка обробна крім основного напрямку (ущільнення і вирівнювання бетону) також може застосовуватися і для чистої обробки поверхонь. Дана можливість обумовлена відсутністю направляючих, що дозволяє віброрейками працювати безпосередньо на поверхні бетонного покриття. За рахунок відносно невеликої ваги і високої якості робочого механізму, віброрейка плаваюча ефективно справляється з загладжуванням поверхонь бетонних основ, товщина яких варіюється від 60 до 350 мм.

Важливою конструктивною особливістю даного типу обладнання виступає можливість роботи в двох напрямках: вперед, назад.

Віброрейка електрична складається з двох паралельно скріплених пустотілих труб прямокутної форми, розташованих на певній відстані. Такий вид профілю вважається найбільш оптимальним для конструкції віброрейки.

У центрі віброрейки є майданчик, на який встановлений електричний вібратор.

Віброрейка електрична подвійна встановлюється на направляючі, які спеціальним чином закріплюються на поверхні для бетонування. Використовуючи троси, оператори пересувають віброрейку по напрямках, що і призводить до ущільнення бетонної основи.

Переваги електричних віброрейок:

- висока маневреність забезпечує зручну і легку експлуатацію;

- конструкція пристрою виконана в сучасному дизайні;
- якісне виконання робіт здійснюється за рахунок плавного регулювання відцентрової сили рейки;
- електричний двигун віброрейки надійно захищений від можливих перегрівів;
- використання рейки дозволяє істотно збільшити експлуатаційний термін бетонного покриття;
- міцний профіль віброрейки виготовляється зі спеціального алюмінієвого сплаву, що дозволяє забезпечити відмінний контроль рівня на бетонних сумішах і розчинах різної рухливості.

Варто відзначити, що електрична віброрейка відрізняється високою продуктивністю. А завдяки достатньо великій потужності, її можна застосовувати на бетонних поверхнях без попередньої обробки бетонної основи глибинним вібратором. Ці фактори безпосередньо впливають на якість проведених робіт.

Віброрейка електрична з точки зору головних критеріїв застосування на практиці має наступні параметри:

- невибагливість в експлуатаванні;
- малогабаритність в зібраному вигляді, зручність при транспортуванні;
- довгий термін роботи, у випадку навіть безперервного використання;
- надійний і оптимізований дизайн;
- не значна маса корпусу, завдяки використанню металу з малою питомою вагою – алюмінію.

Віброрейка електрична - це надійний сучасний приклад укладки бетону, запозичений з практики провідних зарубіжних будівельних компаній. До технічних особливостей даного механізму відносять такі показники:

- Середня довжина – від 2 до 6 метрів.
- Середня маса – від 39 до 61 кілограма.
- Потужність – 0,25 кВт.
- Мінімальна напруга живлення – від 42 В.

Віброрейка подвійна призначена для ущільнення і подальшого вирівнювання свіжоукладених бетонних сумішей і розчинів при виконанні робіт з бетонування майданчиків, підлог, бетонних перекриттів у цивільному та промисловому будівництві. Також даний інструмент може бути використаний для проведення коригувальних робіт при обробці бетонних поверхонь.

Особливості конструкції:

- віброрейка подвійна з алюмінієвим профілем набагато легше і менш схильна до корозійних процесів;
- подвійний профіль рейки забезпечує два ефекти: перший профіль створює вібрації, тоді як другий – остаточно загладжує бетонну основу;
- подвійна віброрейка може застосовуватися на бетонних сумішах глибина яких становить 100 - 200 мм;
- довжину профілю машини можна змінювати, що значно розширює область застосування даного типу обладнання (як малі, так і великі площі);
- проста зборка;
- легке транспортування забезпечує незалежний блок двигуна.

Принцип роботи подвійних віброрейок.

Необхідно відзначити, що віброрейка подвійна відрізняється достатньою вагою, тому і переміщення безпосередньо по бетонній основі неможливо. Забезпечити повноцінну роботу машини можуть попередньо виставлені маяки або направляючі, на які згодом вона і буде спиратися.

При виставленні напрямляючих важливо дотримуватись точності рівня, оскільки від цього залежатиме рівність готової поверхні. Після того як заливка бетонної суміші виконана, можна приступати до віброобробки. Завдяки регульованому подвійному профілю віброрейки, встановити необхідну ширину не складно.

Подвійна віброрейка рухається по маяках і ущільнює бетонну суміш. За рахунок великої ваги конструкції одному оператору складно привести її в рух, тому по краях рейки є

спеціальні вушка, в які можна вставити гаки або лебідки і таким чином привести машину в рух.

Після обробки бетону поверхня набуває ідеальну рівність. При цьому алюмінієві профілі досить легко очищаються звичайною водою, що забезпечує інструменту тривалий експлуатаційний термін.

Віброрейка подвійна розрахована на всі види бетонних розчинів і сумішей, тому вона вдало поєднує в собі високу продуктивність і зручну експлуатацію. Забезпечити рейці тривалий термін служби також допомагає корпус дебаланса, який надійно захищає «серце» інструменту від попадання бризок води, бетону, бруду.

Мобільність, простота збірки, зручність у роботі і при транспортуванні, а також відносно невисока вартість – фактори, що забезпечили подвійним віброрейками популярність серед іншого віброобладнання.

1) При виготовленні віброрейки серії ВРБ використовується алюмінієвий профіль (бокс) з розмірами 100мм х 40мм х 4мм.

В якості приводу встановлюється бензиновий двигун з потужністю 4 к/с або 2,9 кВт. Такий вібраційний механізм дозволяє ущільнювати бетонну суміш на глибину до 300 мм.

Рейки виготовляються двох типів:

- Жорсткі, з фіксованою довжиною профілю;

- Телескопічні або розсувні, з регульованою довжиною профілю.

Віброрейки серії ВРБ в процесі експлуатації переміщуються по напрямних оператором. Довжина віброрейки визначається залежно від відстані між напрямними. Такий спосіб укладання бетонної суміші дозволяє отримати рівну поверхню.

2) При виготовленні віброрейки серії ВРБ використовується алюмінієвий профіль (бокс) з розмірами 190мм х 50мм х 4мм.

В якості приводу встановлюється бензиновий двигун HONOA GX25 потужністю 0,7 кВт/1 ЛЗ. Такий вібраційний

механізм дозволить ущільнити бетонну суміш на глибину 200 мм.

3) При виготовленні віброрейки серії Vmax G використовується алюмінієвий профіль (бокс) з розмірами 180мм x 40мм x 4мм.

Глибинний вібратор – вид сучасного допоміжного будівельного устаткування, яке застосовується для ущільнення й розподілу бетонної суміші при зведенні бетонних і залізобетонних конструкцій, монолітному будівництві. Застосування глибинних вібраторів, за рахунок вібраційного впливу відбувається видаленням з бетонної суміші бульбашок повітря, зайвої вологи, заповнення пустот, підвищення плинності бетонної суміші, ефективно сприяє підвищенню щільності і якості бетону, тим самим збільшуючи характеристики міцності і термін служби збудованого об'єкта (фундаменту, опори, колон, прольоту моста, будівлі, тунелю, естакади, метро).

Призначення глибинних вібраторів

Оскільки бетонна суміш за своєю консистенцією є досить густою масою, і не володіє достатньою для заповнення всіх порожнин і пустот заповнюваного простору плинністю, виникає необхідність у застосуванні віброущільнення. Вібратори занурюються в бетонний розчин, створюючи інтенсивні коливання, витісняють з суміші бульбашки повітря, вільну воду, підвищуючи плинність бетону, завдяки цьому бетон ущільнюється, не залишається незаповнених пустот. Головними ефектами, що досягаються при використанні глибинних вібраторів бетону, є: ущільнення бетону; збільшення міцності бетону й строку служби виробу; зменшення усадки бетону при затвердінні; підвищення морозостійкості і водонепроникності.

Віброобробка сприяє зчепленню бетону із сталеву арматурою і у швах між шарами свіжого і старого бетону. Ефективне ущільнення бетону відбувається при частоті вібрацій 12000 в хвилину. Принцип пристрою вібраторів досить простий. Всі глибинні вібратори складаються з головки (вібронаконечника), яка занурюється в бетон і створює

коливання завдяки силовому приводу. Залежно від типу силового приводу виділяють механічні, пневматичні і високочастотні глибинні вібратори бетону.

Механічні вібратори в якості силового агрегату оснащуються електричними або бензиновими двигунами. Крутний момент від силового (бензинового або електричного) приводу передається через гнучкий вал на віброголовку. Головка оснащена вбудованим ексцентриком або маятником, який обертаючись створює вібрацію, яка використовується для ущільнення.

Оснащення установок бензиновим двигуном не набуло великого поширення, оскільки це знижує мобільність пристрою, така модель буде значно важче електричного аналога, в роботі буде постійний шум і це виправдано тільки у разі відсутності електрики на майданчику. Електричні глибинні вібратори оснащуються двигунами двох типів: асинхронними зі швидкістю обертання вала до 3000 оборотів; щітковими – зі швидкістю обертання вала 10-18 тисяч обертів на хвилину. Асинхронним двигунам характерний ряд недоліків: необхідність зупинки роботи через кожні 20 хвилин для охолодження, оскільки системи не мають запобігання від перегріву; ризик швидкого виходу з ладу через коливання напруги в електромережі. І оскільки основними виробниками вібраторів з асинхронними двигунами є старі заводи на території СНД, таке обладнання поступається сучасним моделям, може виходити з ладу через потрапляння всередину розчину, відкручування вала від двигуна, поломки віброголовки.

Великим виробником сучасних механічних вібраторів зі щітковими двигунами є Іспанська компанія ENAR. Вібратори ENAR серій AVMU і DINGO завдяки невеликій вазі, компактному розміру дуже легкі і зручні у використанні, підходять для ущільнення бетону з армуванням від 25 мм. Подвійна ізоляція електричного кола оберігає від ударів струмом, ремінь-лямка робить носіння і роботу зручною, універсальні з'єднання дозволяють приєднувати всі види валів головок, роблячи їх взаємозамінними; захист від перепаду

напруги і система змащування вала роблять вібратор надійним і довговічним. ENAR серій AVMU і DINGO працюють з головками діаметром від 25 до 50 мм, для приєднання до двигуна застосовують гнучкі вали довжиною від 1 до 6 метрів. Німецькі вібратори WackerNeuson HMS зарекомендували себе як надійне і продуктивне обладнання. Сумісність з великою кількістю віброголовок і гнучких валів дозволяє використовувати обладнання для різних завдань, досягаючи при цьому максимальної продуктивності та оптимального результату. Для глибинних вібраторів Wacker з однофазними двигунами М 1000, М 2000, М 3000 характерні: висока частота обертання і ефективний розподіл бетонної суміші; універсальна сумісність (заміна валів, головок); надійна електроізоляція системи та брудозахищення корпусу; простота технічного обслуговування; надійна система відключення електродвигуна при зносі вугільних щіток. Недоліком механічних вібраторів є падіння потужності під навантаженням, що можуть знизитися до 9000 об/хв, але при цьому ціна на них значно нижче, ніж на високочастотні моделі, що працюють за іншим принципом.

Механічні вібратори мають перевагу перед високочастотними вібраторами в плані ціни, але в кінцевому підсумку ресурс роботи продуктивність і якість ущільнення бетону у них істотно нижче, ніж у високочастотних вібраторів.

Пневматичні глибинні вібратори в якості силових агрегатів використовують продуктивні компресори та працюють за рахунок енергії стисненого повітря. Особливістю пневматичних моделей є максимальна продуктивність, але їх використання виправдане тільки в умовах виробництва, оскільки такі вібратори споживають значну кількість повітря, і якщо є можливість підключити вібратор до повітряної магістралі, то таке рішення дозволить економно і ефективно виконувати виробничі завдання. Вібронаконечники пневмовібраторів мають компактні розміри і можуть застосовуватися для виконання широкого спектру робіт, в цілому, такі установки дуже надійні і легкі в обслуговуванні і ремонті. Достатньо регулярно міняти масло і стежити за подачею повітря і вібратор буде працювати

довго і безвідмовно. Пневматичні глибинні вібратори ENAR серії PNU виконуються з високоякісної сталі, запірний клапан приводиться в дію системою важеля, що не вимагає технічного обслуговування. Моделі ENAR PNU25 оснащені головками 25x220 мм і здатні обробляти до 4 м³/год, більш потужний вібратор ENAR PNU80 з головкою 80x345 мм споживає 1250 л/хв повітря і обробляє до 38 м³/год. Перевагами цих моделей є: довговічність і зносостійкість; електробезпека; висока ефективність; простота обслуговування; легкість у використанні. Пневматичні глибинні вібратори німецького концерну WackerNeuson серії PIR працюють від стисненого повітря при тиску 6 бар, досягаючи частоти вібрацій 16500-19700 об/хв, поєднують високу продуктивність, великий радіус ущільнення, невелику робочу вагу агрегату. Всі пневматичні глибинні вібратори WackerNeuson можуть поставлятися з видовженими шлангами. Шведські глибинні вібратори Дунарас відомі професіоналам як якісне обладнання, яке ніколи не підведе. Вібратори Дунарас модельного ряду АУ використовують віброголовки від 26 до 155 мм діаметром і здатні виконувати як легкі завдання з ущільнення бетону в невеликих обсягах, так і працювати в глобальному будівництві (дамби, мости, стадіони, хмарочоси).

Високочастотні вібратори. У порівнянні з перерахованими вище механічними і пневматичними видами, високочастотні глибинні вібратори найбільш продуктивні, тому що застосовувана висока частота струму дозволяє досягти більш високого числа оборотів (вібрацій).

Високочастотні вібратори складаються з перетворювача струму і головки. Легкі портативні моделі оснащені перетворювачем струму вмонтованим у головку. Промислові моделі застосовують з перетворювачами, приєднаними за допомогою гнучкого шланга, до головки. В той же час до одного зовнішнього перетворювача можуть, залежно від потужності і виду головок, приєднувати від 1 до 6 віброголовок. Застосування зовнішніх перетворювачів дуже зручно при постійній роботі з

вібраторами і при необхідності використання різних по діаметру головок з шлангами різної довжини.

Так, достатньо мати один перетворювач, наприклад DYNAPAC CF67T силою струму 67А, щоб приєднати одночасно до 3 різних головок, які за ціною будуть практично вдвічі дешевші, ніж такі ж головки, але з вбудованим перетворювачем. Крім того, при поломці головки без перетворювача, її заміна обійдеться істотно дешевше, ніж придбання нової з вбудованим перетворювачем. Основне правило при компонуванні перетворювачів з головками полягає в тому, що сила струму віброголовки не повинна перевищувати сили струму перетворювача. Для живлення високочастотних вібраторів використовується безпечна напруга 42В, з частотою 200Гц, що надходить від перетворювача, який працює від 220В. Враховуючи конструкційну особливість – робота від струму високої частоти, глибинні високочастотні вібратори практично не втрачають потужності під навантаженням, у механічних втрати доходять до 25%, у високочастотних цей показник не перевищує 5%.

Перевагою високочастотних вібраторів, в порівнянні з механічними, є підвищений ресурс, тому що у високочастотних вібраторах немає тертя (відсутній вал, що передає коливання). Від джерела живлення до головки йде гнучкий шланг, всередині якого розташований кабель живлення, оскільки гнучкий вал відсутній, конструкції не властивий механічний знос. Крім того, самі перетворювачі мають практично необмежений термін експлуатації, оскільки складаються з електричних схем і ланцюгів, і повністю позбавлені тертя. Високочастотні вібратори оснащені захистом від зовнішніх впливів, це допускає їх використання в будь-яких погодних умовах, на будь-якій висоті, для всіх видів робіт.

Глибинні вібратори практично не потребують обслуговування, досить просто стежити за чистотою шланга і головки після закінчення роботи. Високочастотні вібратори Wacker залежно від комплектації оснащуються шлангами від 0,3 до 9 м і головками від 25 до 65 мм. Особливістю таких

вібраторів Wacker є вбудований в головку перетворювач. Відмінною рисою високочастотних глибинних вібраторів є компактний розмір, оскільки в конструкції немає гнучких валів. Сучасні моделі вібраторів для бетону мають вбудований теплозахист, який відключає агрегат при перегріві, і зовнішній амперметр, для зручності і контролю за роботою апарату. При монолітному будівництві основними розмірами застосовуваних віброголовок є 25, 38 і 50 мм, це пов'язано з розмірами вічок арматурного каркаса. Булаву 60, 70, 90 мм застосовують при обробці фундаментів, перегородок, опор, колон. Найбільш потужними з доступних на сьогоднішній день є вібратори Дунарас серії АХ з діаметром головки 90 мм. Такий вібратор здатний виконати ефективне ущільнення бетону будь-якої марки в радіусі 500 мм. Довжина шланга такої моделі практично не обмежена і при необхідності може становити більше 15 метрів.

Вібратори майданчикowego типу використовуються для ущільнення бетонної суміші при виробництві збірних бетонних панелей, що часто мають таку товщину і форму, що глибинний вібратор не може бути використаний. Вібратор жорстко кріпиться до опалубки, що знаходиться на еластичній основі, так що віброобробці піддається і опалубка, і бетон. При застосуванні даного типу вібратора бетонну суміш слід укладати шарами певної товщини, тому що в протилежному випадку повітря через велику масу бетону не може вивільнитися. Необхідно змінювати положення вібратора кожні 50-90 секунд. Майданчикові вібратори випускаються трьох основних типів: пневматичні, середньочастотні і високочастотні. Перевага пневматичних у відносній простоті і невисокій вартості. Середньочастотні майданчикові ущільнювачі добре підходять для невеликих виробництв. Але коли справа стосується промислового виробництва або великого будівництва, застосовуються тільки високочастотні потужні майданчикові вібратори двох основних типів: Atlas Copco і Wacker Neuson. Такі вібратори встановлюються по декілька штук на опалубку, можуть живитися від одного перетворювача, і забезпечують високу якість ущільнення при заливці монолітів.

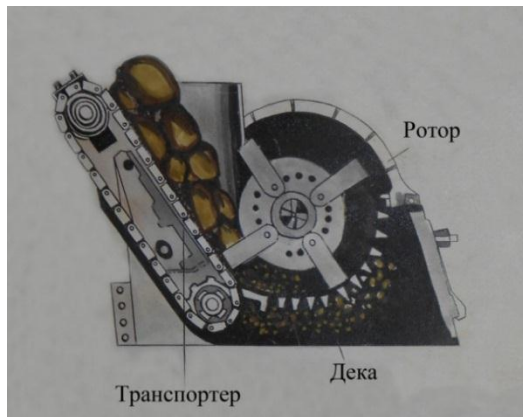
2.3. Дробарки щебеню

Щебінь є одним з важливих для будування матеріалів. Його виготовляють з різних гірських порід. Найбільше в будівництві використовують щебінь з граніту – твердої кам'яної породи.

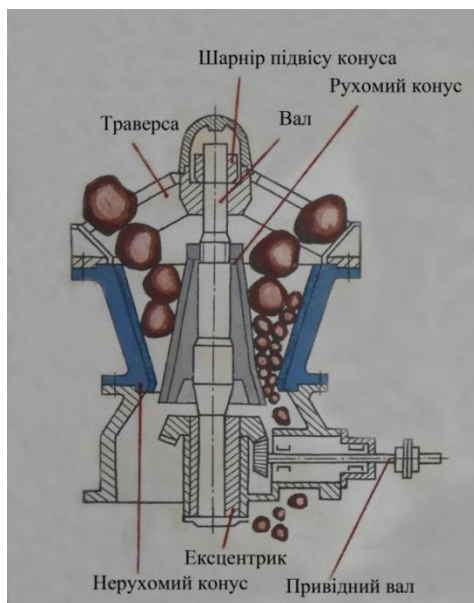
Граніт, як гірська порода, в природі залягає монолітною масою. Тому для виготовлення щебеню спочатку гранітну скелю руйнують шляхом вибуху. В результаті вибуху отримуються шматки різних розмірів. Для будівництва необхідно щебінь певних розмірів – від крупних (40-70 мм) до дрібних (5-10 мм). Тому виникає потреба шматки граніту після вибуху подрібнити на щебінь відповідної фракції.

Для подрібнення гірських порід на щебінь використовують технічні пристрої, які називаються **дробарки**. За конструкцією вони поділяються на молоткові, щоківі, конусні, зубчасті, валкові.

Молоткова дробарка складається з ротора, на якому шарнірно закріплені молотки, і транспортера, які доставляють куски граніту до ротора (Мал. 2.5). При обертанні ротора молотки наносять удари по шматкам граніту і подрібнюють їх. Подрібнений граніт потрапляє на деку (решітку з відповідної величини отворами). Шматки граніту, розміри яких менші за розміри отворів деки, проходять через деку, а більші ідуть на повторне подрібнення.

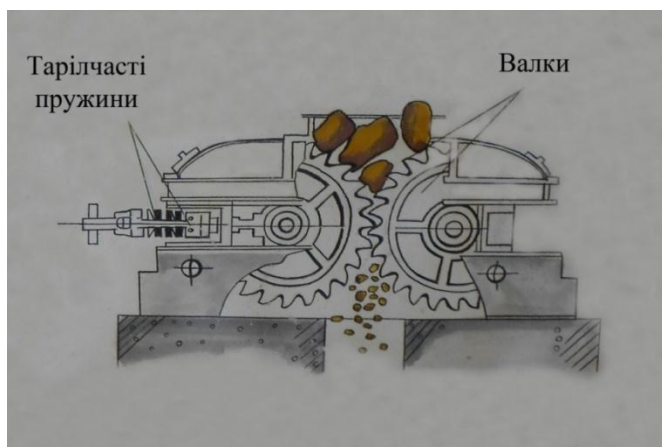


Мал.2.5 Молоткова дробарка



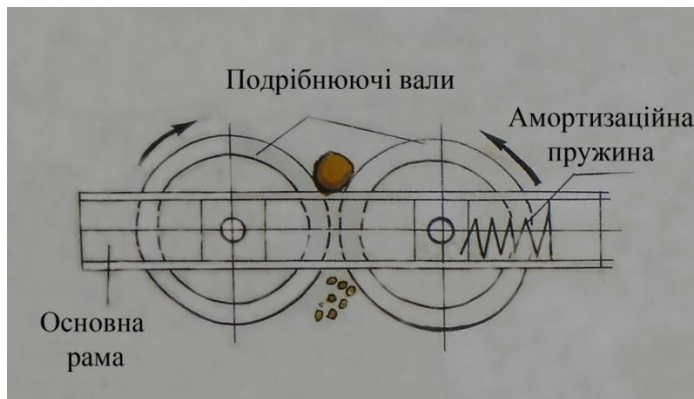
Мал.2.7 Конусна дробарка

Зубчата дробарка має два зубчаті колеса, одне з яких ведуче, а друге ведене і підпружинене (Мал. 2.8). Шматки природного каменю подають в простір зачеплення зубчатих коліс, де відбувається подрібнення.



Мал. 2.8 Зубчата дробарка

Валкова дробарка складається з двох циліндричних валів, які приводяться в обертовий рух (Мал. 2.9). Шматки природного каменю подрібнюються в просторі між валками.



Мал. 2.9 Валкова дробарка

МОБІЛЬНІ РОТОРНІ ДРОБАРКИ



Технічні характеристики

Модель	Тип дробарки	Об'єм бункера, м ³	Максимальний розмір вхідного матеріалу, мм	Потужність двигуна, к.с./kW	Максимальна продуктивність	Маса, т
Powerscreen XH 250	горизонтальна	2,3	400	250/186	250	27
Powerscreen XH 320	горизонтальна	3,6	450	325/242	320	32,4
Powerscreen XH 320 SR	горизонтальна	3,6	450	325/242	320	40,2
Powerscreen XH 500	горизонтальна	7,0	600	440/328	500	52
Powerscreen XH 500 SR	горизонтальна	7,0	600	440/328	500	67
Powerscreen XV350	вертикальна	7,0	102	438/326	350	37

МОБІЛЬНІ ЩОКОВІ ДРОБАРКИ



Технічні характеристики

Модель	Об'єм бункера, м ³	Розмір приймального отвору, мм	Максимальна продуктивність	Маса, т
Powerscreen Metrotrak 900x600	3,6	900x600	160	29,4
Powerscreen XA400S	8,5	1100x700	320	45,1
Powerscreen XR400S	8,5	1100x700	320	45,1
Powerscreen Premietrak 1180	9,1	1100x800	420	58,8
Powerscreen XA 750	14,8	1415x820	750	72

МОБІЛЬНІ КОНУСНІ ДРОБАРКИ



Технічні характеристики

Модель	Об'єм бункера, м ³	Максимальний розмір вхідного матеріалу, мм	Максимальна продуктивність	Маса, т
Powerscreen Maxtrak 1000	4,4	195	220	31
Powerscreen Maxtrak 1000 SR	4,4	195	220	38
Powerscreen Maxtrak 1300	7,0	220	350	46
Powerscreen Maxtrak 1500	9,0	320	950	88



2.4 Ручні і механічні пристрої для опоряджувальних робіт в будівництві

Затиральні машини використовуються для виконання робіт з оздоблення горизонтальних свіжоукладених бетонних поверхонь на об'єктах будь-якої складності і призначені для загладжування бетонних поверхонь при влаштуванні бетонних підлог. Мають привід від бензинового двигуна або електродвигуна. Пристрій кожуха дозволяє вести спостереження за зоною затирки. Передбачена можливість регулювання кута нахилу лопатей.

Затиральна машина використовується найчастіше при укладанні стяжки, для шліфування бетонної поверхні. Загладжування бетонної поверхні за допомогою машини типу "вертоліт" відбувається в два етапи.

Перший етап (грубе загладжування) – має на меті використання робочого диска, який насаджується на лопаті. Другий етап (чистове загладжування) – виконується лопатями заглажувальної машини без застосування дисків.

Заглажувальні машини типу «вертоліт», для вирівнювання поверхні бетонних підлог за допомогою затирочних дисків і лопатей. Застосовується при влаштуванні підлог, після заливки і ущільнення поверхні підлоги. Заглажування і затирка машиною дозволяє отримати гладку рівну поверхню, готову до подальшого шліфування мозаїчно-шліфувальною машиною або нанесення покриття.

Швидкість обертання диска і лопатей регулюються: низька для диска, висока для затирання лопатями. Існують бензинові та електричні моделі затирочних машин, на деяких з них кут нахилу лопатей також може регулюватися.

Заглажувальна машина або затиральна машина «будівельний вертоліт» – різновид обладнання для обробки бетонної поверхні підлоги. Застосовується на другому етапі робіт з влаштування підлоги, після заливки і ущільнення бетонного покриття. Обробка затирочною машиною дозволяє

отримати гладку рівну поверхню, готову до подальшого нанесення фінішного покриття.

Існує багато моделей і модифікацій машин типу «будівельний вертоліт». Вони можуть відрізнятися по виду приводів (бензинові та електричні), а також діаметром робочого диска. Найбільш ходові діаметри – 880 і 900 мм, також знаходять своє застосування диски 600 і 1200 мм. Залежно від величини оброблюваної площі використовують однороторні або двороторні загладжувальні машини з тим чи іншим діаметром робочого диска. Кількість лопатей з робочими дисками в таких машинах також може бути різною (3 або 4). Найбільш часто зустрічаються машини з чотирма лопатями.

Кут нахилу лопатей може змінюватися за допомогою спеціального важеля, в бік збільшення або зменшення, що впливає на інтенсивність впливу лопатей на оброблювану поверхню.

Перед початком роботи із затирочною машиною важливо ознайомитися з інструкцією з експлуатації, перевірити зовнішній вигляд машини на предмет відсутності яких-небудь дефектів. До роботи з машиною допускається спеціально навчений персонал.

За кількістю робочих органів розрізняють бетонооздоблювальні машини: з 4 робочими органами – лопатевим валом (або розрівнюючим брусом), вібраційним ущільнюючим брусом, вигладжувальним брусом і затирочною стрічкою; з 3 робочими органами – розподільником ущільнюючим вібробрусом і вигладжувальним брусом; з 2 робочими органами – дозуючим і розрівнюювальним відвалом і ущільнюючим брусом; з 1 робочим органом (прецизійний фінішер), що забезпечує чисту обробку покриття поздовжнім вигладжувальним брусом або 2 – відвальними вигладжувальними брусами.

Затирочні машини всіх типів ущільнюють бетонку суміш вібраційним методом. Збудниками коливань служать дебалансні механічні або електро-механічні одно-частотні вібратори, встановлені на ущільнюючих брусах цих машин. Відмінною особливістю деяких бетонооздоблюваних машин є установка

приймального бункера, в який бетон надходить з бетонозмішувачів, іншою особливістю є автоматичне витримування заданого руху машини в процесі роботи.

Ручні машини для підготовки поверхонь та опорядження штукатурного шару.

Ручні машини, що застосовують у штукатурних роботах для виконання різних технологічних операцій, працюють від електромережі або під дією стиснутого повітря.

Для механізованого насікання кам'яних поверхонь застосовують електричні або пневматичні відбійні молотки. В патроні такого інструмента закріплюють скарпель або троянку, які, рухаючись у поступально-зворотному напрямку, насікають поверхню.

Ручний електровідбійний молоток ИЭ-4207 (Мал. 2.10) складається з корпусу з рукояткою, на внутрішньому боці якої знаходиться вимикач, ударного механізму, букси з додатковою ручкою і патроном. Всередині корпусу знаходиться редуктор.

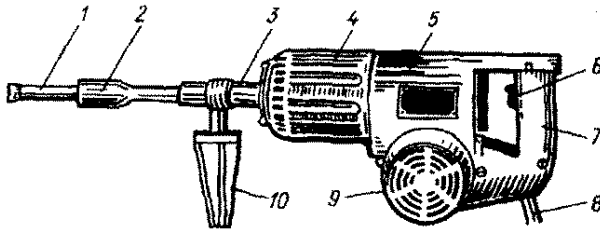
Під час роботи молотка обертальний момент від ротора електродвигуна 9, шестернею редуктора передається ударному механізму 4, за допомогою котрого обертальний рух перетворюється в поступально-зворотний рух патрона 2, в обоймі якого закріплюється робочий інструмент 1.

Технічна характеристика ручного електровідбійного молотка ИЭ-4207

Частота ударів Гц	50
Сила дії робочого інструмента, Н.....	160
Електродвигун:	
потужність, кВт	0,6
напруга, В	220
маса, кг	6,9

Пневматичний молоток працює за допомогою стиснутого повітря, що надходить до нього по шлангу від компресора. У корпусі молотка є механізм, який під дією стиснутого повітря

надає поступально-зворотного руху поршню-ударнику, в патроні якого закріплений ударний інструмент.



Мал. 2.10 Електровідбійний молоток ІЕ-4207:

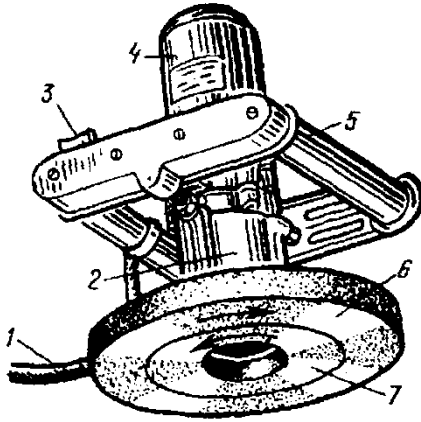
1 - троянка; 2 патрон; 3 – букса; 4 - ударний механізм; 5 корпус; 6 - вимикач; 7 - рукоятка; 8 електрокабель; 9 - електродвигун; 10 - додаткова ручка.

З метою полегшення праці штукатура і підвищення продуктивності для затирання штукатурки застосовують ручні електричні або пневматичні затиральні машини. Робоча площа затиального диска в цих машинах може бути з дерева, пластмаси, гуми або повсті.

Електричні штукатурно-затиральні машини випускають моделей СО-86А, СО-112А та інші.

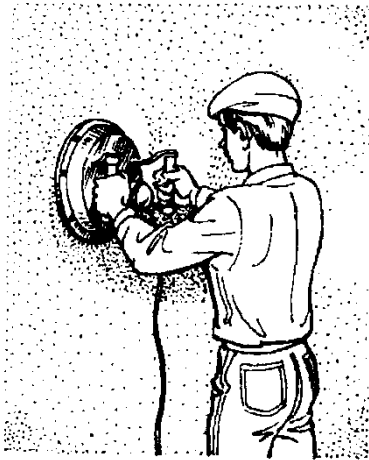
Електрична штукатурно-затиральна машина СО-86А (Мал. 2.11) складається з електродвигуна, редуктора, двох несучих дисків і двох рукояток. На правій рукоятці знаходиться електровимикач і регулятор подачі води до дисків. Вода до машини подається по гумовому шлангу від водогінної мережі.

Перед роботою до несучих затиральних дисків закріплюють на клею або шурупами відповідної форми робочі диски із жорсткого пінопласту або деревостружкової плити.



Мал. 2.11 Електрична штукатурно-затиральна машина
СО-86А:

1 - електрокабель; 2 - редуктор; 3 - електровимикач; 4 -
електродвигун; 5 - рукоятка; 6 - зовнішній затиральний диск; 7 -
внутрішній затиральний диск.



Мал. 2.12 Механізоване затирання накривного шару
штукатурки

Працюючи з машиною, штукатур включає її і, притиснувши диски до поверхні, переміщає вздовж неї по прямих паралельних лініях (Мал. 2.12). Концентрично розміщені затиральні диски, обертаючись у протилежні боки, розрівнюють і затирають шар штукатурки. Якщо вологість штукатурки недостатня для затирання, вода подається у машину по гумовому шлангу, а кількість її регулюється спеціальним краном (регулятором води). Якщо на будівельному об'єкті водогону немає, то штукатурку змочує водою другий робітник, набризкуючи її щіткою з відра. Цей же робітник підправляє окремі дефекти і зтирає штукатурний шар в тих місцях, які затерти машиною неможливо.

Так само працюють електричною штукатурно-затиральною машиною С0-112А. Вона відрізняється від вищеописаної машини лише тим, що в неї один затиральний диск.

Технічну характеристику електричних штукатурно-затиральних машин подано в табл. 2.1.

Таблиця 2.1. *Технічна характеристика електричних штукатурно-затиральних машин*

Показник	Модель	
	СО-86А	СО-112А
Продуктивність, м ² /год	50	50
Частота обертання затиральних дисків, с:		
зовнішнього	8	11,7
внутрішнього	12	—
Електродвигун: потужність, кВт	0,2	0,2
напруга, В	36	36
Габаритні розміри, мм:		
довжина	220	280
ширина	290	207
висота	205	230
Маса, кг	2,5	2,2

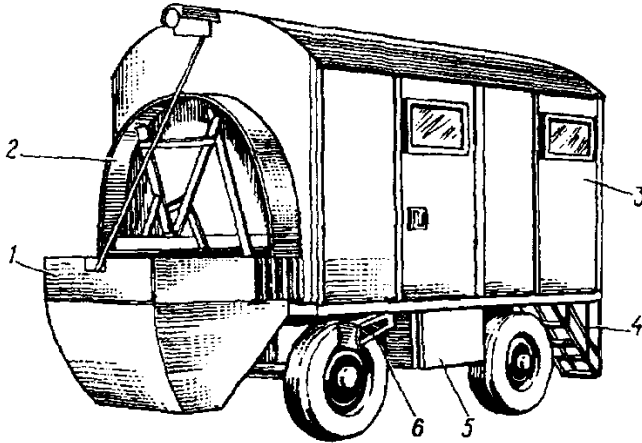
Пневматична штукатурно-затиральна машина ИП-2101А, працює від стиснутого повітря, що надходить від компресорної установки. Вона має один затиральний диск. Під час штукатурення на поверхню подається потрібна кількість води, яка розбризкується за допомогою трубки з отворами. Техніка затирання опоряджувального шару штукатурки така сама, як і під час роботи електричними затиральними машинами.

Пересувні штукатурні станції

Використання машин і механізмів для виконання окремих видів (і операцій) штукатурних робіт в цілому позитивно впливає на технологічний процес опорядження споруд: скорочує строки і знижує собівартість будівництва, поліпшує працю робітників тощо. Проте, щоб ефективно використовувати штукатурні машини і механізми, треба забезпечувати такий фронт робіт, який би дав змогу застосовувати їх безперервно протягом робочого дня. Використання машин на окремих етапах виробництва не вирішує питання комплексної механізації робіт, при якій всі технологічні операції від приготування розчинів і до остаточного опорядження штукатурного шару повинні виконуватись механізованим способом. Цю проблему вирішує застосування пересувних штукатурних станцій. Вони устатковані машинами для приготування, транспортування і нанесення розчинів на поверхні. Станцію обладнують в критому автопричепі або на спеціально обладнаній платформі, що дає змогу перевозити її з одного будівельного об'єкта на інший, не порушуючи технологічної лінії змонтованого в ній обладнання. Для експлуатації станції в зимовий час стіни утеплюють шаром теплоізоляційного матеріалу (шлаковатою, оргалітом тощо). Водопровідні труби і розчинопроводи, що проходять між станцією і будинком, також обкладають теплоізоляцією. На Мал. 2.13 подано загальний вигляд пересувної штукатурної станції.

На будівельному об'єкті станцію підключають до водопровідної та електричної мережі і вводять в дію. Пересувні штукатурні станції здебільшого обладнують в потужних будівельних організаціях з великими обсягами штукатурних робіт. Тому і станції відрізняються одна від одної видами машин

і механізмів, що застосовують для приготування розчину і подачі його на поверхи, а також розміщенням їх в станційному приміщенні. Для оснащення станції використовують машини заводського виготовлення потрібної продуктивності. Серійно випускають лише штукатурну станцію марки СО-114 продуктивністю 1—2 м³/год.



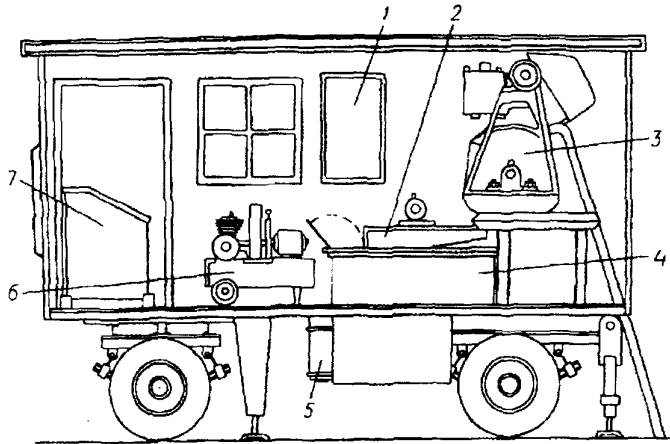
Мал. 2.13. Загальний вигляд пересувної штукатурної станції:

1 - приймальний бункер готового розчину; 2 - роторний елеватор; 3 - кузов; 4 - сходи; 5 - ящик для шлангів; 6 - виносна опора.

Станції бувають такі, що користуються готовим розчином, який завозять з централізованого розчинного вузла, і такі, в яких розчин виробляють на місці.

На Мал. 2.14 подано схему розміщення обладнання пересувної штукатурної станції, змонтованої в одній із будівельних організацій з машин заводського виготовлення. Все устаткування станції розміщене у двовісному критому автопричепі вантажопідйомністю 3т. Станція укомплектована розчинозмішувачем СО-220А, двома розчинонасосами СО-29Б, компресором СО-7Б, віброситом і польовою електростанцією. В

ній також встановлений слюсарний верстак з потрібним слюсарним інструментом і ящик для зберігання шлангів, форсунок та іншого обладнання. Серед обладнання станції — комплект трубопроводів для транспортування розчину на поверхи будівлі і деталі з'єднань для них.



Мал. 2.14. Розміщення обладнання пересувної штукатурної станції:

1 - пульт управління; 2 - вібросито; 3 - розчинозмішувач; 4 - бункер розчинонасоса; 5 - розчинонасос; 6 - компресор; 7 - польова електростанція.

Розчинозмішувач 3 встановлюється на підвищеній металевій рамі так, щоб приготований розчин, коли барабан розчинозмішувача перевернутий, потрапляв спочатку на вібросито 2, а після процідження у розміщений під ним бункер 4 розчинонасоса 5. Матеріали для приготування розчину подаються у розчинозмішувач за допомогою скіпового підіймача, що пересувається вздовж похилих рейок. Розчинонасоси станції розміщені під підлогою автопричепа.

Керують машинами з центрального пульта 1, розміщеного на стіні причепа. Штукатурна станція забезпечена польовою електростанцією 7, що дає змогу використовувати й

на будівельних об'єктах, до яких ще не підведений струм. Така штукатурна станція може одночасно обслуговувати дві бригади штукатурів.

Механізоване штукатурення поверхонь

До механізованого штукатурення поверхонь приступають після їх підготовки. Щоб визначити товщину штукатурного шару високоякісної штукатурки, поверхню провішують і встановлюють на ній маяки, як і перед штукатуренням вручну. Але тут за маяки використовують тонкі дерев'яні рейки, які «приморожують» до поверхні гіпсовим розчином так, щоб зовнішня площина їх була врівні з головками цвяхів, забитих у поверхню під час провішування. При простій і поліпшеній штукатурці рейки встановлюють на товщину штукатурного шару без попереднього провішування. Встановлені рейки дають змогу штукатуру, що працюватиме з форсункою, бачити, який шар розчину йому потрібно нанести між маяками.

Механізоване штукатурення за допомогою форсунок виконує бригада з 4-5 чоловік. Кількість робітників у бригаді залежить від обсягу роботи, її організації та продуктивності розчинонасосів. До складу бригади входять: моторист, який стежить за роботою штукатурного агрегату або розчинонасоса, оператор-сопловик, що працює з форсункою, його помічник і один-два штукатуру. Робітники, які безпосередньо працюють з форсунками, повинні працювати в захисних окулярах.

Розміщення машин і пристроїв, що входять до складу штукатурного агрегату, залежить від типу застосовуваних форсунок, кількості поверхів будівлі, на яких будують штукатуру, та інших причин.

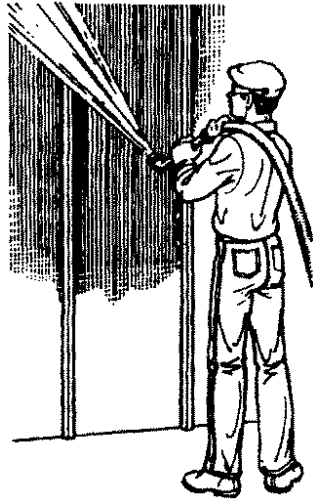
До початку роботи оператор-сопловик і його помічник перевіряють готовність штукатурного агрегату до роботи, справність і міцність з'єднань стояків розчинопроводу та шлангів, справність пускових пристроїв і електропроводки. Заздалегідь визначають також послідовність штукатурення приміщень, кількість переходів та переміщень шлангів і компресорної установки. Моторист має право пускати агрегат

лише за сигналом оператора-сопловика, тому між ними повинен бути встановлений зв'язок звуковими сигналами.

Для попереднього змащення розчинонасоса і розчинопроводу в бункер розчинонасоса заливають 25 - 30л вапняного молока, запускають агрегат і перевіряють його роботу вхолосту. Помічені несправності в роботі агрегата одразу ж усувають. Якщо агрегат справний, приступають до штукатурення. Для цього, якщо поверхні штукатурять пневматичною форсункою, щоб вихідний отвір форсунки не забивався розчином, помічник оператора-сопловика спочатку вмикає компресор, а потім подає звуковий сигнал мотористу на включення розчинонасоса.



Мал. 2.15 Штукатурення пневматичною форсункою



Мал. 2.16. Штукатурення безкомпресорною форсункою відцентрової дії

Коли розчин починає надходити у форсунку, оператор приступає до регулювання факела розбрикування розчину, збільшуючи або зменшуючи краном кількість повітря, що надходить до форсунки, або пересуваючи на потрібну відстань повітряну трубку форсунки. Відрегулювавши форсунку, оператор наносить розчин на поверхню між маяками.

Під час штукатурення пневматичну форсунку тримають на відстані 40 – 60 см від поверхні і під кутом $60 - 80^\circ$ до неї (Мал. 2.15). Положення форсунки залежить від її типу, продуктивності розчинонасоса і тиску на розчин на виході з форсунки. Наносять розчин у кілька шарів. Після нанесення кожного шару інші робітники ланки очищають маяки від бризок розчину. Помічник оператора слідкує за роботою компресорної установки і допомагає оператору переносити шланги. Коли нанесений шар розчину досягне верхнього рівня маяків або трохи виступить за їх рівень, штукатурі очищають маяки і починають розрівнювати нанесений шар розчину.

Розрівнюють розчин правилом або півтерком, пересуваючи його знизу вгору по маяках, як по напрямних. Розчин, що упав під час штукатурення та зрізаний правилами, збирають і використовують. Після розрівнювання розчину маяки знімають, а місця, де вони були, закидають розчином і затирають. Накривний шар штукатурки після затвердіння ґрунту накидають, розрівнюють і затирають вручну. Після закінчення роботи із всієї системи випускають розчин, що залишився, і, заливши в бункер розчинонасоса воду, добре промивають її, щоб у розчинопроводі не залишилось рештків розчину. Промитий агрегат уважно оглядають і при потребі змащують окремі його деталі. Штукатурення поверхні за допомогою безкомпресорної форсунки відцентрової дії подано на Мал. 2.16. Безкомпресорну форсунку прямої дії тримають у руках так, як показано на Мал. 2.15. Організація роботи й послідовність її виконання майже не відрізняється від описаних вище. Відстань від форсунки до поверхні під час штукатурення також залежить від типу форсунки, продуктивності розчинонасоса, рухомості розчина і становить 1,0...1,5 м.

2.5 Ручні електрифіковані інструменти для обробки деревини

Електрифікованим інструментом (малою механізацією) називають такий ручний інструмент, в якого різці приводяться в рух від електродвигуна, а весь інструмент переміщується робітником вручну. Завдяки компактності і невеликій масі (5–15 кг) електроінструментів їх застосовують там, де не можна використати деревообробні верстати (в ремонтних і монтажних роботах, а також частково в складальних).

У деревообробній промисловості застосовують такі електроінструменти: електропилки (ланцюгові, стрічкові і дискові), електрорубанки, електрофрезери, електродовбачі, електросвердла, електрошліфувальні апарати, електрошуруповерти, електроточильні прилади.

Продуктивність праці під час використання електроінструмента збільшується в 8 – 10 раз, підвищується якість робіт, зменшується стомлюваність робітника, знижується собівартість ремонту. Електроінструмент портативний, зручний у роботі і обслуговуванні.

Електроінструменти поділяються на безредукторні і редукторні. У безредукторного електроінструмента число оборотів ріжучого інструмента збігається з кількістю оборотів електродвигуна. Він легший, ніж редукторний інструмент.

У редукторного електроінструмента число обертів ріжучого інструмента менше числа обертів електродвигуна.

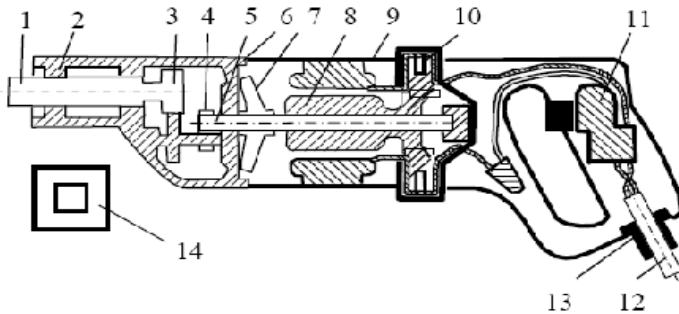
Деякі види електроінструментів допускають закріплення його на верстаті, що дозволяє працювати ними як у стаціонарних верстатах.

Будова ручного електрифікованого інструменту та принцип роботи.

Всі електроінструменти складаються з трьох основних частин: електродвигуна, корпусу і різального інструменту.

У нерухомому статорі електродвигуна, який часто є корпусом електроінструменту, обертається циліндричний ротор, до якого інколи кріплять різальний інструмент. Вал ротора закріплюється в корпусі на підшипниках. Корпус скріплює всі частини механізмів, захищаючи їх від зовнішніх пошкоджень і забруднення. На корпусі розміщені ручки, пусково-зупиночні кнопки, опорні панелі, напрямна лінійка, захисні та інші пристрої. Різальні інструменти здебільшого кріпляться на валу електродвигуна: електропилки насаджують на вал, а електросвердла – в патрон, що є на кінці вала. При безпосередньому кріпленні різального інструменту на вал електродвигуна кількість обертів у них однакова. Якщо кількість обертів різального інструменту треба зменшити, то в корпус електродвигуна ставлять шестеренчастий механізм-редуктор. У таких електроінструментах різці кріплять на валу редуктора. Оскільки двигуни ручних електроінструментів живляться трифазним струмом, для ввімкнення їх у звичайну

освітлювальну мережу застосовують прилад-перетворювач, розроблений за пропозицією С. М. Михайлова. Цей прилад має змогу включати в освітлювальну мережу напругою 220 В. До ручних електроінструментів з електродвигунами, обмотка яких з'єднана зіркою потужністю 0,375 – 0,8 кВт можна віднести редукторну дискову пилку И-78, електрорубанки И-24, И-25, електрофрезер И-56, електросвердла И-27, И-29, И-1. Конструкцію розглянемо на прикладі електричної свердлильної машини.



Мал. 2.17. Ручна електрична свердлильна машина:

1 – шпindelь; 2 – металевий корпус редуктора; 3 – редуктор; 4 – ізоляційна шестерня; 5 – вал; 6 – проміжний пластмасовий щит; 7 – пластмасовий вентилятор; 8 – якір; 9 – пластмасовий зовнішній корпус; 10 – ковпачок щіткотримача; 11 – вимикач; 12 – струмопровідний кабель; 13 – захисна гнучка трубка; 14 – умовне позначення на корпусі машин з подвійною ізоляцією

Класифікація електроінструмента

Завдяки великому розмаїттю у виробників інструментів складно виділити єдиний зразок за такими ознаками, щоб ліг би в основу класифікації, але, щоб зорієнтуватися у всьому цьому різноманітті, потрібно брати до уваги такі чинники:

- спеціалізація, або для яких робіт призначений даний інструмент;

- точність, чи наскільки залежить результат роботи цим інструментом від рівня підготовки робітника;
- собівартість;
- джерело живлення;
- енергоспоживання;
- ергономічність, чи зручність використання, що дозволяє працювати більше і не втомлюватися робітнику;
- безпеку;
- екологічність;
- навантаженість, чи здатність інструмента працювати в максимальному режимі без фізичних ушкоджень робітнику та небажаним наслідкам;

Доцільність – чи можна даний інструмент використовувати в особливо небезпечних умовах. Залежність від умов експлуатації, чи може інструмент працювати за умов вологості, пилу, вибухо – ударо небезпеки, продовжити роботу, здобувши незначні ушкодження;

Уніфікація – чи є можливість роботи з додатковими матеріалами інших виробників, і навіть чи можна ремонтувати даний інструмент в майстернях інших виробників. Чи взагалі підлягає даний прилад ремонту взагалі.

Враховуючи всі ці якості, ручні електроінструменти можна розділити на 4 класи:

«Industrial» (індустріальні) – ці інструменти відрізняються максимально міцним матеріалом і точністю виготовлення. Їм властиво висока ергономічність, повна екологічність, безпека, розрахований, що працювати з інструментом буде професіонал. Такі інструменти рідше потрібно ремонтувати, за умов обов'язкового правильного збереження і регулярного техобслуговування. Важливо пам'ятати, що цей клас інструментів потребує м'яких, неагресивних умов роботи. Це компенсується гранично високою витривалістю інструмента – він може працювати з великим навантаженням без ушкоджень, необмежено довго. У таких інструментів високий рівень спеціалізації і повна відсутність уніфікаційної оснастки, проте є уніфікація витратних матеріалів.

«Heavy duty» (важко навантажені) інструменти. Цей клас в усьому нагадує індустріальний, окрім здатності працювати у агресивних умовах (з продуманим захистом від результатів цих умов) і уніфікацією оснастки.

«Professional» (професійні) інструменти. Цей клас характеризується підвищеною точністю виготовлення, особливою міцністю основних деталей та вузлів, високою робочою ретельністю та можливістю працювати у жорстких умовах. Зручна наявність уніфікації, невимогливість в техобслуговуванні і ширша спеціалізація виконуваних операцій. До мінусів можна віднести обмежений час в максимальному режимі, мінімальну ергономічність і екологічність, середній рівень безпеки.

«Hobby» (аматорські) інструменти. Цьому класу властиві низька міцність, універсальність виконуваних операцій, недовге включення, високий рівень безпеки, низький ресурс і ремонтпридатність, відсутність уніфікації, робота лише у м'яких умовах. Такі інструменти не потребують особливого догляду, ні техобслуговування.

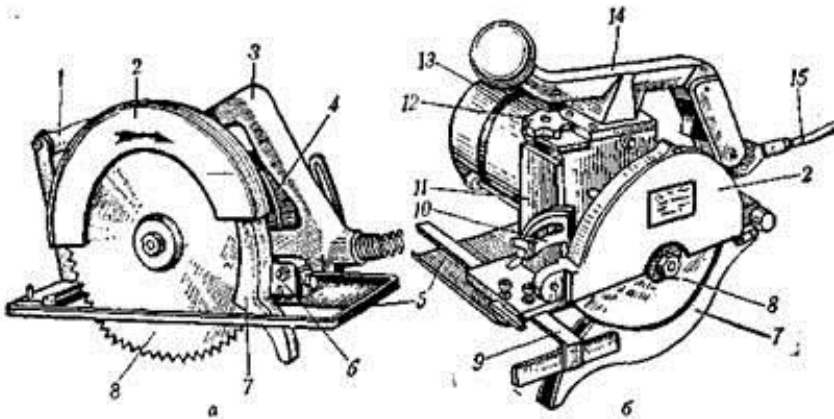
Дискові електропилки

Безредукторна дискова пилка И-20 (Мал. 2.18, а) складається з електродвигуна 4, опорної панелі 5, передньої ручки 1, нерухомої частини кожуха 2 і рухомої 7, шарніра 6 і пилкового диска 8, який насаджено на виступний кінець ротора електродвигуна. За допомогою спрямовуючого сектора пилковий диск разом з передньою частиною електродвигуна може підніматись і опускатись на потрібну глибину пропилу. Частота обертання пилки близько 2900 об/хв; маса пилки близько 14 кг.

Редукторна дискова пилка И-78 (Мал. 2.18, б) відрізняється від безредукторної тим, що в неї пилковий диск кріпиться на валу редуктора, а це дає змогу регулювати кількість обертів різального інструменту і глибину пропилу до 90 мм. Будова її подібна до безредукторної, а всі додаткові вузли показано на Мал. 2.18, б.

Різальним інструментом для дискових електропилок є пилкові диски діаметром до 250 мм з нарізними зубцями відповідно до напрямку різання (косокутні для поздовжнього і рівнобедрені або рівносторонні для поперечного). Перед установленням пиляльні диски розводять, гостять і перевіряють їх справність.

Дискові електропилки застосовують для розкрою деревини вздовж і впоперек волокон, а також під будь-яким кутом до них.



Мал. 2.18. Електричні дискові пилки:

а – безредукторна електропилка И-20; *б* – редукторна електропилка И-78; 1 – передня ручка; 2 – нерухома частина кожуха; 3 – задня ручка; 4 – електродвигун; 5 – опорна панель; 6 – шарнір; 7 – рухома частина кожуха; 8 – пилковий диск; 9 – лінійка; 10 – кронштейн з дуговими напрямними для косоного пропилу; 11 – напрямні глибини пропилу; 12 – гвинт регулювання глибини пропилу; 13 – ковпак; 14 – ручка; 15 – живильний кабель



Мал. 2.19 Диска електропила

Прийоми роботи з дисковими електропилками

У процесі роботи електропилку насувають на розпилюваний матеріал вручну плавно і рівномірно без перекосів, спираючи її на матеріал опорною панеллю корпусу. Пиляльний диск має йти точно по лінії пропилу. В разі зупинки диска пилки від перевантаження (заїдання) його відтягують до себе і дають розкрутитись до повної кількості обертів і потім знову насувають на матеріал, продовжуючи розпилювання.

Треба стежити й за тим, щоб під опорну панель не потрапила тирса, бо це може призвести до перекосу панелі і нахилу диска пилки. Час від часу потрібно перевіряти надійність кріплення диска та інших рухомих частин.




Мал. 2.20 Виконання роботи дисковими електропилками

Дискові електропилки можна використовувати як стаціонарне устаткування. Для цього електропилку повертають панелью вгору і закріплюють на верстаті так, щоб панель була на одному рівні з площиною кришки верстата. В цьому випадку розпилюваний матеріал подається на пилку.

Для випилювання різноманітних криволінійних заготовок з дощок і фанери застосовують стрічкові електропилки та електролобзики.

Ланцюгова електропилка

Ланцюгова ручна електрична пила має побутове призначення і застосовується для розкривання хлестів, обрізання сучків, валки дерев, а також підготовчих, ремонтно-будівельних і допоміжних робіт, пов'язаних з пилянням деревини.

Пила призначена для роботи в умовах помірного клімату при температурі від мінус 15 до плюс 40 °С. Знак  в маркуванні означає наявність в пилі подвійної ізоляції (клас II ГОСТ 12.2.013.5-91), заземляти пилу при роботі не потрібно.

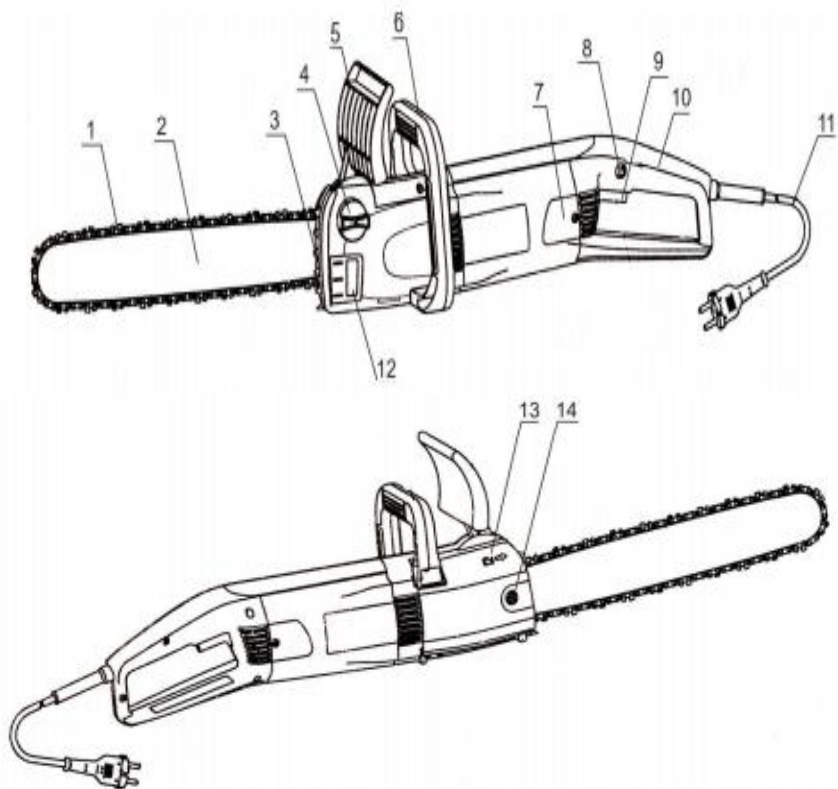
Таблиця 2.2 Технічна характеристика ланцюгової електропилки

Найменування характеристики (властивості)	Норма
Номінальна напруга, В	220
Номінальна частота, Гц	50
Номінальна споживана потужність, Вт	2100
Швидкість ланцюга на холостому ході, м/с	14±1
Довжина різа, мм	0-400
Шина	
- довжина, " (мм)	16 (400)
- ширина паза, " (мм)	0,05 (1,3)
Ланцюг	
- кількість ланок	56
- крок, " (мм)	3/8 (9,525)
- товщина ланки, " (мм)	0,05 (1,3)
Режим роботи згідно ГОСТ 183-74	тривалий
Клас машини згідно ГОСТ 12.2.013.5-91	II тип 3
Корегований рівень звукової потужності, дБА, не більше	104
Логарифмічний рівень корегованого значення віброшвидкості, дБ, не більше	118
Статична сила натискання, Н, не більше	60
Об'єм маслобака, мл	100
Маса (без шини, ланцюга, мастила і шнура живлення), кг	5,5
Габаритні розміри (без шини, ланцюга і шнура живлення), мм	539×190×235
Примітка – Відхилення напруги живлячої мережі - в межах ±10%, частоти - в межах ±5% від номінальних значень	

Будова пили показана на малюнках 2.21 і 2.22.

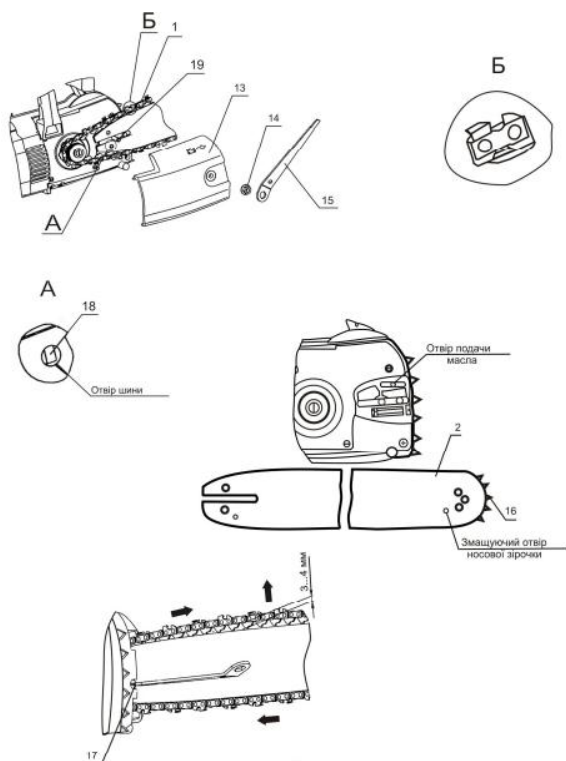
З метою безпеки пила забезпечена вимикачем без фіксації клавіші в положенні “ВВІМКНЕНО” і що має блокування в положенні “ВИМКНЕНО”. Ввімкнення пили здійснюється натисканням на кнопку блокування випадкового ввімкнення 8 з подальшим натисканням клавіші вимикача 9. Відключення пили здійснюється відпусканням клавіші вимикача 9. Ланцюг 1 приводиться в рух електродвигуном через редуктор. Пила має швидкодіюче гальмо ланцюга, що приводиться в дію за допомогою захисного пристрою передньої рукоятки 5 як вручну, так і автоматично в разі відскоку пили, що зупиняє ланцюг за долі секунди. Для змащування ланцюга в корпусі пили розташований маслобак, у вікні 12 якого видно рівень масла. Змащування ланцюга здійснюється автоматично. Ланцюговловлювач, що закривається кришкою 13, служить для запобігання травми працюючого з пилою в разі розриву ланцюга. Для фіксації пили в колоді, що розпилюється, в корпусі пили є зубчастий упор 3, використання якого є одним із запобіжних засобів проти відскоку пили у бік працюючого.

Кришки 7 призначені для контролю довжини щіток і їх заміни. Запобіжна муфта служить для захисту електродвигуна і редуктора від перевантажень, від'єднуючи пильний апарат від редуктора при перевантаженнях. У пилі є електронний блок, що здійснює плавний пуск.



Мал. 2.21 Ланцюгова електропила

1 – ланцюг; 2 – шина; 3 – зубчастий упор; 4 – кришка маслобака; 5 – захисний пристрій передньої рукоятки; 6 – передня рукоятка; 7 – кришка; 8 – кнопка блокування випадкового ввімкнення; 9 – клавіша вимикача; 10 – задня рукоятка; 11 – шнур живлення; 12 – вікно рівня масла; 13 – кришка ланцюговловлювача; 14 – гайка кріплення шини



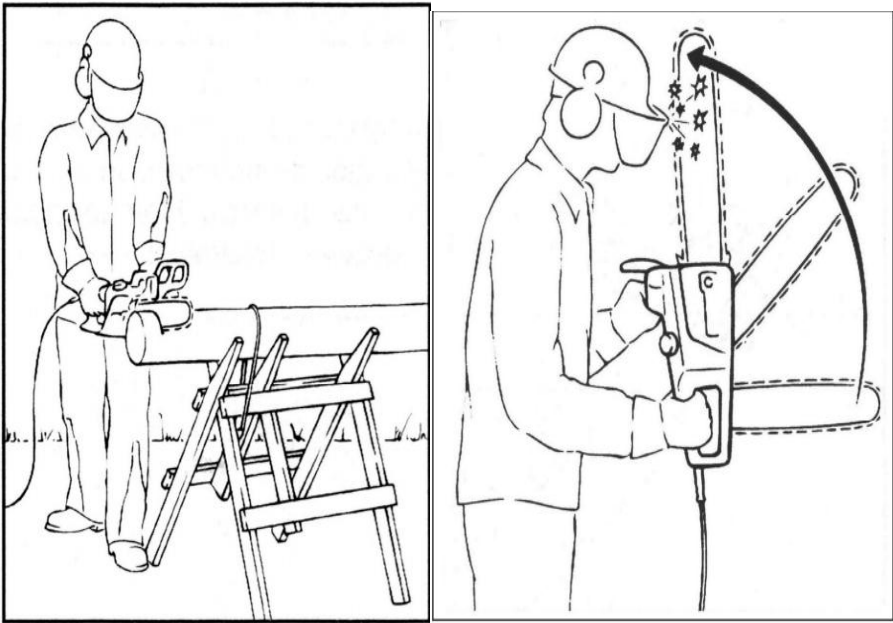
Мал. 2.22 Окремі деталі електропили

1 – ланцюг; 2 – шина; 13 – кришка ланцюговловлювача; 14 – гайка кріплення шини; 15 – ключ; 16 – носова зірочка; 17 – гвинт натягнення ланцюга; 18 – гайка натягнення ланцюга; 19 – болт

Підготовка пили до використання

Ретельно очистіть місце біля кришки маслобака для запобігання потрапляння бруду в маслобак. Не допускається використання відпрацьованого масла, оскільки це може привести до виходу з ладу насоса, шини і ланцюга. Достатність подачі масла в пильний апарат можна перевірити, ввімкнувши пилу з шиною і ланцюгом і потримавши її над чистою поверхнею на відстані не менше 5 см. При обрізанні суччя, розкрязуванні хлестів, валці дерев керуються інструкціями з

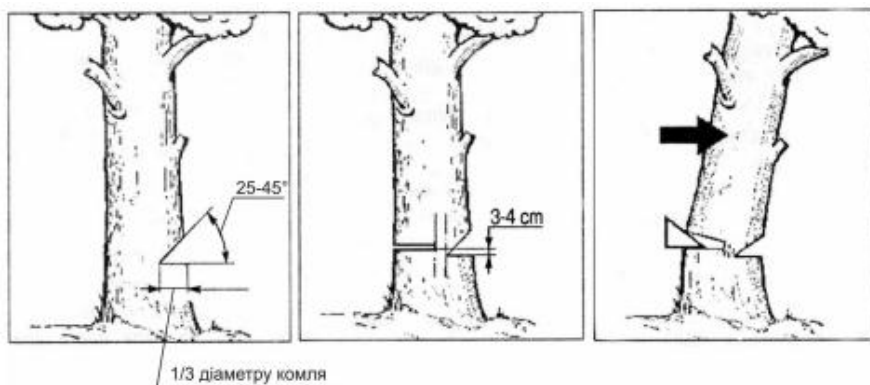
охорони праці для відповідних видів робіт. Використовують пилу лише для різання деревини. Забороняється застосовувати пилу для роботи з іншими матеріалами щоб уникнути сильної вібрації і нещасних випадків від відскоків пили. При пилянні колод не треба натискати сильно на пилу, лише злегка притискувати її до колоди. Для полегшення пиляння прагнуть завжди робити зустрічні надрізи, завглибшки не більше $1/3$ товщини колоди. Щоб уникнути заклинювання шини пили в розрізі, завершують пиляння з боку, де під власною масою колоди під час зламу розріз розходитиметься. Якщо колода має опору по всій довжині, виконуйте пропил вертикально вниз. Якщо колода лежить на землі, уникають входження пили в землю, це приведе до затуплення ланцюга. Застосовують підкладки. Якщо колода має опору з двох сторін, спочатку пропиляйте зверху вниз на $1/3$ товщину колоди, уникаючи розщеплювання, а потім роблять зустрічний пропил від низу до верху. Якщо колода має опору з одного боку, спочатку пропилюють від низу до верху на $1/3$ товщину колоди, уникаючи розщеплювання, а потім роблять зустрічний пропил зверху вниз. Якщо колода розташована на схильній площині, завжди пиляють с підвищеної сторони.



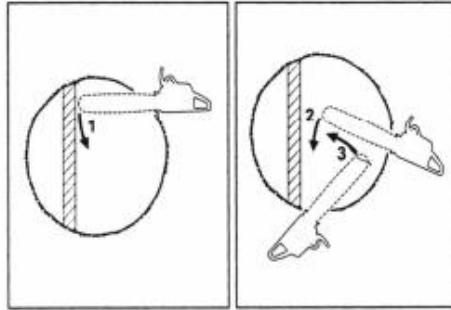
Мал. 2.23. Виконання роботи електропилою

Глибина підпила або підрубання має бути в прямостоячих дерев не менше $1/4$ товщини комля, а в дерев, нахилених у бік валяння, – не менше $1/3$ товщини комля. Перед валкою гнилих або сухих дерев необхідно пробувати жердиною їх міцність; підрубувати такі дерева сокирою забороняється, замість підрубання треба робити підпил. Нижня площина підпила кутової форми повинна бути перпендикулярною до осі дерева, а верхня його сторона повинна утворювати кут до нижньої площини $25-45^\circ$; відстань між паралельними різаними підпила прямокутної форми повинна бути не менше $1/10$ товщини дерева в місці його спилування. Площина розпилу завжди має бути вищою за нижню площину підпила або підрубання, але не вищою за його верхню площину. При пилянні дерева повинен залишатися недопил шириною 2 см при діаметрі дерева на висоті грудей до 40 см; 3 см – при діаметрі 40-60 см; 9 см – при діаметрі більше 60 см. При спилуванні гнилих дерев ширина недопила має бути збільшена на 2 см

порівняно до здорових дерев. **Забороняється: робити крізний пропил дерева без недопила!** Основні з вказаних дій і їх послідовність ілюстровані на малюнку 2.24. При пилянні дерева з діаметром ствола більш за довжину різа пили застосовують ступінчастий або багатосекторний пропил. Використовують зубчастий упір для повороту пили в процесі пиляння. При виконанні першого пропилю місце упору вибирають так, щоб кінець шини при пилянні (Мал. 2.25) вводився в ствол, залишаючи в ньому недопил. При пилянні ведуть пилу горизонтально і якнайдалі повертають. При переході до наступного пропилю, залишаючи шину повністю в пропили (аби уникнути нерівного різа), встановлюючи зубчастий упір на нове місце. Останній пропил виконують як при пилянні дерева, діаметр ствола якого менше довжини різа пили.



Мал. 2.24 Послідовність дій при спилуванні дерева




Мал. 2.25 Ввод пили при першому пропилі

Ручний електролобзик

Лобзик застосовується для прямолінійного і криволінійного (візерункового) випилювання виробів з деревини, деревостружкових плит (ДСП), деревоволокнистих плит (ДВП), пластмас, металів при виконанні столярних і ремонтних робіт в побутових і виробничих умовах.

Лобзик забезпечує:

- пиляння матеріалу перпендикулярно або під кутом до поверхні;
- випилювання за допомогою лінійки отворів діаметром від 80 до 460 мм;
- пиляння паралельне кромці матеріалу за допомогою лінійки;
- високу продуктивність пиляння завдяки регульованому чотириступінчастому маятниковому руху пилки;
- здув тирси із зони пиляння;
- роботу без застосування індивідуальних засобів захисту від ураження електричним струмом.

Знак  в маркуванні означає наявність в лобзику подвійної ізоляції (клас II ГОСТ 12.2.013.0-91), заземляти лобзик при роботі не потрібно. На деталях з пластмаси нанесено наступне маркування: “>РА6<” - поліамід ОСТ 6-11-498-79. Лобзик призначений для роботи в умовах помірного клімату при

температурі від мінус 15 до плюс 40 °С.
Комплект постачання наведений в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 Комплект постачання лобзика

Найменування	Кількість, шт	Примітка
Лобзик ручний електричний ПМ4-700Э ПМ5-720Э	1	
Коробка	1	
Настанова щодо експлуатування	1	
Примітка – В графі “Примітка” індексом “V” відмічене виконання лобзика, що входить в комплект		

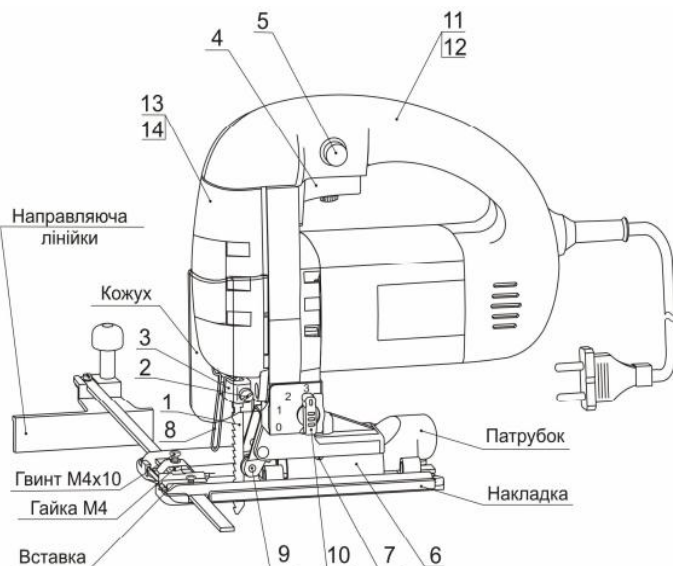
Технічні характеристики (властивості) наведені в таблиці 2.4

Будова лобзика показана на малюнку 2.26. Пилка 1, закріплена гвинтом 2 в скобі 3, приводиться у зворотно-поступальний рух механізмом лобзика. Ввімкнення лобзика здійснюється натисканням клавiші вимикача 4. Вимикач має вбудований у клавiшу регулятор швидкості для встановлення числа зворотно-поступальних рухів пилки. Ввімкнене положення вимикача можна зафіксувати натисканням на фіксатор 5. Для відключення лобзика необхідно повторно натиснути на клавiшу вимикача 4. Лобзик укомплектований вкладишами, призначеними для точного напрямку пилки, закріпленими на опорі 6. При роботі лобзиком з встановленими вкладишами забезпечується виконання чистого різання, що не потребує додаткової обробки кромки. Для виконання робіт з вкладишами опора 6 закріплюється гвинтом через круглий отвір. Вкладиші можуть бути зняті для виключення їх зносу. При пилянні під кутом до поверхні матеріалу опора 6 закріплюється гвинтом 7 через фігурний отвір. Для точного встановлення кута використовуються шаблони або косинці. При обробці матеріалів з легко ушкоджуваною поверхнею використовують накладку, яка встановлюється на опорі 6. При обробці матеріалів з ламінованою поверхнею використовують вставку.

Таблиця 2.4 Технічна характеристика лобзика

Найменування характеристики (властивості)	Норма	
	ПМ4-700Э	ПМ5-720Э
Номінальна напруга, В	220	220
Номінальна частота, Гц	50	50
Номінальна споживана потужність, Вт	701	720
Максимальна товщина матеріалу, що розпилюється, мм		
- деревини	110	115
- стали з тимчасовим опором розриву не більше 390 МПа	10	10
- алюмінію	20	20
Діапазон кута нахилу пилки, град	від -30 до 45	від -30 до 45
Хід пилки, мм	26±1	26±1
Діапазон регулювання числа поворотно-поступальних рухів пилки на холостому ході, хв ⁻¹	від 0 до 2800±300	від 0 до 2800±300
Режим роботи згідно ГОСТ 183-74	тривалий	тривалий
Клас лобзика згідно ГОСТ 12.2.013.0-91	II тип 3	II тип 3
Корегований рівень звукової потужності, дБА, не більше	98	98
Логарифмічний рівень корегованого значення віброшвидкості, дБ, не більше	118	118
Статична сила натискання, Н, не більше	50	50
Маса (без шнура живлення, інструмента і пристосувань), кг	2,2	2,25
Габаритні розміри (без шнура живлення), мм	235×80×205	235×80×205
Примітка – Відхилення напруги живлячої мережі - в межах ±10%, частоти - в межах ±5% від номінальних значень		

Для видалення тирси із зони різання за допомогою пирососа використовують патрубок. Лобзик має скобу захисну 8, призначену для захисту працюючого від травм. Лобзик укомплектований прозорим захисним кожухом, який знімається або пересувається при зміні пилки. Для пиляння по прямій лінії використовується лінійка, що закріплюється в опорі 6 гвинтами і гайками. При випилюванні круглих отворів напрямна лінійки закріплюється зверху так, щоб гвинт кріплення угвинчувався знизу, а центр угвинчувався вістрям вниз. Лінійка, вставка, патрубок і накладка в комплект постачання не входять і купуються окремо.



Мал. 2.26. Електролобзик

1 – пилка; 2 – гвинт; 3 – скоба; 4 – клавіша вмикача; 5 – фіксатор; 6 – опора; 7 – гвинт; 8 – скоба захисна; 9 – ролик; 10 – рукоятка; 11 – ручка; 12 – гвинт; 13 – кришка; 14 – гвинт.

Підбирають пилку відповідно до оброблюваного матеріалу і характеру виконуваних робіт.

Для встановлення пилки 1 відвертають гвинт 2 на скобі 3, вставляють пилку 1 в отвір скоби 3 до упору, встановивши її тильною стороною в канавку ролика 9, і затягують гвинт 2. Встановлюють необхідне число зворотно-поступальних рухів поворотом регулятора швидкості на клавіші вимикача 4. Рекомендовані режими «гойдання» пилки встановлюють рукояткою 10:

- положення “0” (без гойдання) - при пилянні металу, а також при візерунковому і чистовому пилянні деревини;
- положення “1” - для деревини твердих порід і пластмас;
- положення “2” - для деревини м'яких порід;
- положення “3” - для пиляння деревини м'яких порід уздовж волокон.

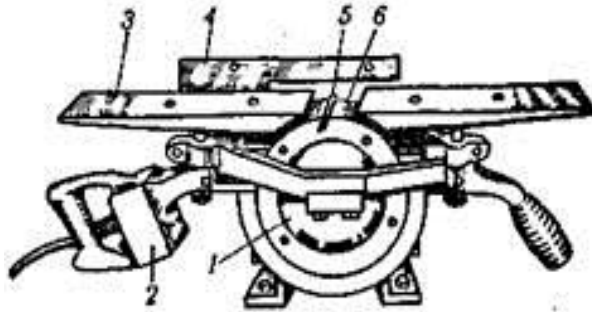
При роботі регулярно змащують індустріальним маслом И-20А ГОСТ 20799-88 пилку, вкладиші і зовнішні рухомі деталі лобзика.

Ввімкнення лобзика виконують до приведення пилки в контакт з оброблюваним матеріалом. Щоб уникнути поломок виведення пилки з матеріалу повинне виконуватися лише після повного припинення руху пилки! Не допускається робота без щільного притискання опори лобзика до оброблюваного матеріалу.

Працюють лобзиком з постійною подачею, що подовжує термін служби пилки і лобзика. Надмірна подача призводить до значного зниження обертів електродвигуна, що призведе до зниження продуктивності, а також може призвести до передчасного виходу з ладу лобзика і пилки. Сумарний час вібраційної дії лобзика на працюючого не має бути більше 120 хв і може бути довільно розподілено протягом робочого дня тривалістю 8 годин. Після закінчення роботи вимикають лобзик, витягують вилку з розетки, знімають пилку. Очищають лобзик від забруднень, тирси, протирають сухою серветкою.

Ручні електрорубанки

Фрезерування деревини електрорубанками здійснюється при коловому русі двох або чотирьох ножів, розміщених на робочому валу. Найширше застосовують електрорубанки И-24 з двома ножами та И-25 з чотирма ножами. Електрорубанок И-24 (мал. 2.27) складається із статора, коробки вмикання, опорної панелі, напрямної лінійки, різального інструменту і ротора, який є робочим валом. Цим рубанком можна стругати деталі до 100 мм завширшки, знімаючи шар до 2 мм завтовшки. Потужність електродвигуна 0,4 кВт. Електрорубанок И-25 за будовою аналогічний, але значно компактніший. Ширина фрезерування 60 мм при товщині знятого шару 1,5 мм. Потужність електродвигуна 0,13 кВт. Маса рубанка 7 кг. Різальним інструментом є ножі з однобічним заточуванням (як в ножах ручних рубанків). Електрорубанки працюють від освітлювальної електромережі напругою 220 і 127 В.



Мал. 2.27. Будова електрорубанка И-24:

1 – статор, 2 – коробка вмикання; 3 – опорна панель; 4 – напрямна лінійка; 5 – ніж; 6 – ротор



Мал. 2.28 Електрорубанки

Підготовка та прийоми роботи електрорубанками

Перед роботою перевіряють кріплення рухомих частин електрорубанків, гостроту різців, а також регулюють товщину шару, що знімається. Для цього задню опорну панель ставлять на рівні кола, що описують закріплені різці на валу, а передню піднімають вище від задньої на товщину знятого шару (0,5...1,5 мм). Для гостріння ножів електрорубанків застосовують електроточильні універсальні прилади И-26 та И-121. Однакові ножі за розмірами і масою кріплять на робочий вал притискними

планками і болтами, які затягують від середини до країв. Робочий вал з ножами має бути відбалансований. Для цього електрорубанок вимикають з електромережі, і робочий вал повільно повертають рукою до повного зупинення. Якщо вал з ножами щоразу зупиняється в одній і тій самій точці без коливань, то він відбалансований. Підготовлений інструмент ставлять на край оброблюваного матеріалу так, щоб ножі не доторкувались до його поверхні і, ввімкнувши електродвигун, рухають рубанок вперед по оброблюваній поверхні. Подача рубанка має бути рівномірною без натискування, бо вона здійснюється самою вагою рубанка. Електрорубанок И-24 можна застосовувати як стаціонарний фугувальний верстат (якщо оброблювані деталі легші, ніж увесь електрорубанок). Для цього електрорубанок кріплять на верстаті або спеціально виготовленому підверстаччі шурупами або болтами на чотирьох ніжках, що є у верхній частині корпусу. Матеріал подають по панелях електрорубанка плавно назустріч обертанню різців. Натискувати на деталь треба рівномірно, тримаючи руки над панелями (столом), а не над ножами. При фрезеруванні довгих деталей застосовують додаткові упори, а коротких – колодки-штовхачі. Для одночасного фрезерування двох суміжних сторін (площини і кромки) іноді застосовують два електрорубанки. Один розміщують горизонтально, а другий – під потрібним кутом до першого. Це значно підвищує продуктивність праці при роботі електрорубанками.

Ручні електрофрезери

Електрофрезерами можна фрезерувати, свердлити, довбати, зарізувати шипи і провусини та виконувати ряд інших операцій (залежно від закріпленого інструменту).

Електрофрезеру И-56 надає рух електродвигун, вал ротора якого одночасно є шпинделем. На нижньому кінці вала є конусний отвір, в який вставляють відповідний різальний інструмент, що закріплюється гайкою. Різальний інструмент піднімають і опускають разом з корпусом за допомогою спеціального підйомного пристрою – ведучої шестерні, закріпленої на валу маховичка, яка своїми зубцями зчіплюється

із зубчатою рейкою, закріпленою на корпусі електродвигуна. При повертанні маховичка зубчата шестерня переміщує вгору або вниз зубчасту рейку і з'єднаний з нею корпус фрезера. При повертанні маховичка за годинниковою стрілкою корпус фрезера плавно опускається, а проти годинникової стрілки – піднімається разом з різальним інструментом. Підйомний пристрій закріплюється у відповідному місці за допомогою

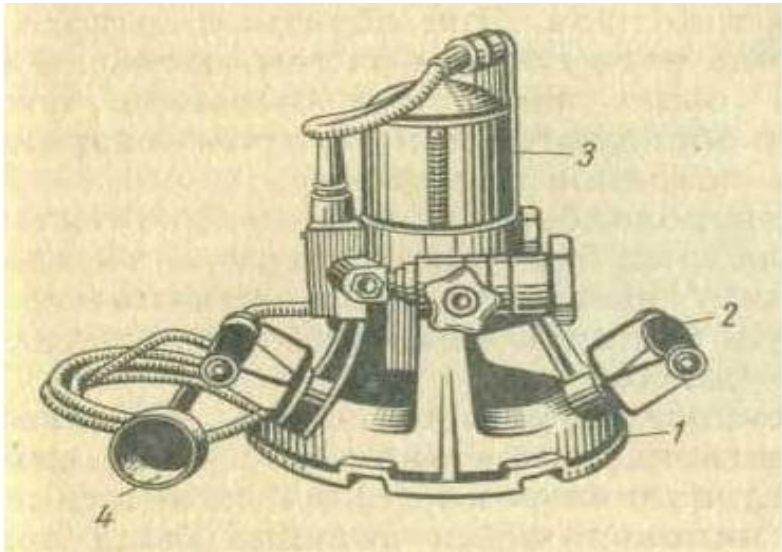


Мал. 2.29 Виконання роботи електрорубанком

стопорного пристрою. Переміщення електрофрезера здійснюється вручну, для цього він має дві ручки.

Електрофрезер може бути використаний як ручний інструмент або як стаціонарний верстат. При стаціонарному його використанні треба виготовити спеціальну підставку залежно від виду операцій.

Різальний інструмент для електрофрезера добирають залежно від виконуваних операцій. Перевіривши його справність та гостроту і переконавшись у відсутності дефектів, інструмент кріплять на вал або в патрон. Після цього роботу електрофрезера перевіряють на холостому ході. І тільки в тому разі, якщо не помічено будь-яких недоліків, розпочинають роботу електрофрезером. Інструмент плавно переміщують по надійно закріпленій деталі. Режим роботи має бути повторно-короткочасним, бо безперервне навантаження призводить до нагрівання і виходу з ладу електродвигуна.



Мал. 2.30 Електрофрезер И-56:

1-корпус; 2 – рукоятки (ручки); 3 – електродвигун; 4 – підвідний кабель з вилкою



Мал. 2.31 Электрофрезер

Ручні електросвердла

Для висвердлювання отворів різних діаметрів під болти, шканти і шурупи застосовують електросвердла різних типів. Найбільш поширені електросвердла И-27, И-90 та електрошуруповерт И-62.

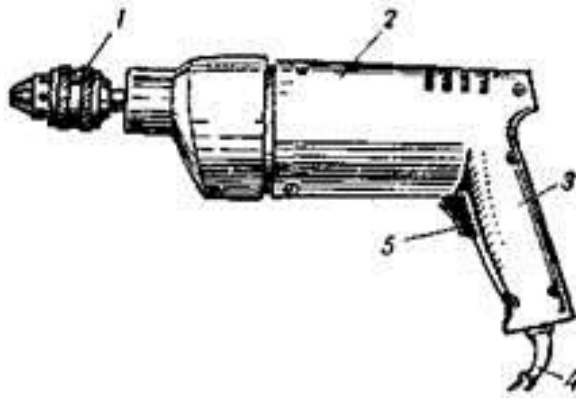
Електросвердлом можна висвердлювати отвори діаметром до 26 мм на глибину до 350 мм. Потужність електродвигуна цього свердла становить 0,6 кВт, шпindel його обертається із частотою 500 об/хв. Швидкість подачі має бути 0,1...0,7 м/хв залежно від діаметра отвору (більший діаметр — менша подача і навпаки).

Перед початком роботи електросвердло встановлюють опорним кільцем на оброблюваний матеріал так, щоб центр свердла збігався з центром наміченого отвору. Корпус опускається по колонках, стискаючи пружини, і свердло під дією гвинтового центра само вривається в деревину.

У процесі роботи свердло треба подавати рівномірно і стежити за виходом стружки, бо наявність її в отворі призводить до зменшення обертів свердла і нагрівання електродвигуна. В таких випадках треба зменшити або зовсім припинити натискування на свердло і дати можливість стружці, що накопичилася, вийти з отвору. Якщо і цього недостатньо, електросвердло треба трохи підняти, а то й зовсім витягнути і очистити. Тільки після цього знову продовжують свердління. По закінченні свердління корпус під дією пружини піднімається вгору. Електросвердлом И-27 можна працювати і без колонок, тоді глибина свердління значно збільшується.

Електросвердло И-90 (мал. 2.32) складається із електродвигуна, редуктора, робочого шпинделя з патроном на кінці для кріплення свердла. Всі механізми розміщені в корпусі з ручкою, на якій є курковий вимикач. Для свердління застосовують гвинтові свердла діаметром до 8 мм; глибина отворів до 200 мм. Підготовлений до роботи інструмент ставлять центром свердла в намічену на деталі точку для висвердлювання отвору. Після цього вмикають електродвигун і, плавно натискаючи на рукоятку, подають свердло в деревину. Дальший

процес свердління аналогічний свердлінню свердлом И-27. При виході свердла з деревини натиск на свердло зменшують, щоб не утворилося відколів. Електросвердло И-90 може бути використане для шліфування і полірування. Для цього в шпиндель електросвердла замість свердла кріплять потрібний інструмент.



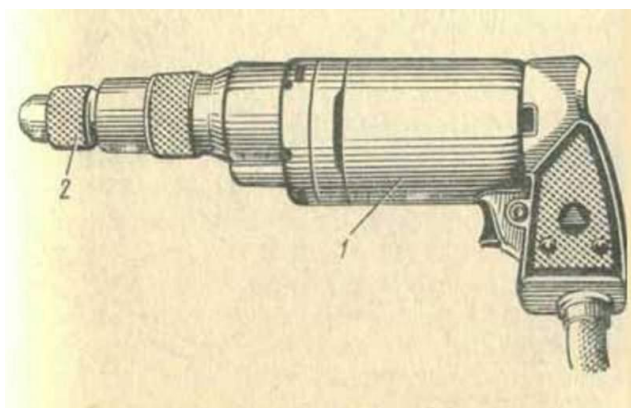
Мал. 2.32. Електросвердло:

1 – шпиндель; 2 – корпус; 3 – рукоятка; 4 – кабель; 5 – курок

Електрошурупверт

Електрошурупверт И-62 працює аналогічно свердлам. Він складається з електродвигуна, вміщеного в алюмінієвий корпус з рукояткою, і редуктора для зменшення числа обертів шпинделя. Шпиндель електрошурупверта має кульковий замок, що дає можливість швидко і надійно кріпити викрутку. Електрошурупверт служить для загвинчування шурупів діаметром до 6 мм в основному при складальних роботах. При роботі електрошурупверт тримають правою рукою за рукоятку, а лівою підтримують корпус для надання йому стійкості. Кінець викрутки вставляють у шліць головки шурупа. Після цього середнім пальцем натискають на курок вимикача і вмикають електрошурупверт, натискаючи на рукоятку інструмента. При

досягненні відповідної сили затягуючого моменту на головці шурупа спеціальний механізм автоматично відключає інструмент. Зараз у меблевій промисловості широко використовують *пневматичний інструмент* (ГОСТ 12633–79), який є більш ефективним і безпечним. Для закручування шурупів з діаметром гвинта 0,4...1,2 мм застосовують пневматичні викрутки ШП4/30А, ПВ800, ПО350 з частотою обертання при холостому ході відповідно 1600, 800 та 350 об/хв.



Мал. 2.33 Електрошуруповерт I-160

Електрошуруповерт I-160, служить для закручування гвинтів, шурупів і болтів діаметром до 6 мм, складається з корпусу, електродвигуна, кулачкового механізму і шпинделя. Електродвигун (асинхронний) живиться від перетворювача частоти в 200 гц/с напругою 36 В. На валу ротора мається вентилятор, призначений для охолодження електродвигуна в процесі його роботи. Шпиндель електрошуруповерту здійснює 700 об/хв. Потужність електрошуруповерту 120 Вт; габарити 290x70x130мм; вага 2,3 кг (без кабелю).



Мал. 2.34 Різновиди шурупвертів



Мал. 2.35 Виконання роботи електрошурупвертом

Шліфування деревини ручним та електрифікованим інструментами

Для вигладжування поверхні деревини після стругання і навіть після циклювання застосовують шліфувальні шкурки різних номерів, які виготовляють на полотні або на папері. При ручному шліфуванні шліфувальну шкурку намотують на спеціальні колодки, на площини яких наклеєно повсть, або застосовують інші пристрої. Для полегшення праці при шліфуванні застосовують електрошліфувальний інструмент И-106, на барабани якого надіто шліфувальну стрічку на полотняній основі. Шліфувальна стрічка притискається до поверхні опорною плитою. При зачищуванні великих площин електрошліфувальний інструмент насувають на поверхню деталі у напрямку волокон деревини. Дрібні деталі краще шліфувати, коли інструмент повернений стрічкою набік або вгору. Для шліфування деревини і полірування лакофарбових покриттів призначені торцеві ТЩ-1 і радіальні И-44А пневматичні шліфувальні машини, оснащені шліфувальними кругами

діаметром 150 та 125 мм і частотою обертання відповідно 4500 та 5000 об/хв, а також машина ППМ-2М, яка має шліфувальну головку.

Гарантуючи відмінні результати шліфування матеріалів всіх типів, різні виробники пропонують абразиви практично для будь-якого завдання та рівня складності. При цьому розробники та дослідники компанії орієнтуються на вимоги, із якими щоденно стикається користувач. В тісному співробітництві з провідними виробниками фарб та лаків розробляються інноваційні абразивні матеріали для оптимальної обробки поверхонь. Еластичні абразивні матеріали на основі виробляються на підприємствах, де контролюється їхня висока якість відповідно до промислових стандартів. Запровадження інновацій та розробка перспективних методів шліфування дозволяють швидко та компетентно реагувати на потреби ринку та споживачів, які постійно змінюються. Доповнюють програму у сегменті не формоутворювальної обробки поверхні шліфувальні ватні полотна та високоякісні пінні абразивні матеріали. Від абразивних матеріалів для ручного шліфування до відповідного абразиву для всіх типових ручних електроінструментів: виробники пропонують професійну та широку програму абразивних матеріалів, які потрібні майстрам. Висока якість, а також зрозуміла структура програми забезпечує успішний продаж та задоволення клієнтів.



Мал. 2.36 Шліфувальні машини

Шліфувальні стрічки

до стрічкових шліфувальних машин



- ▶ Дуже стабільні та витривалі шліфувальні стрічки типи: для деревини Best for Wood та для металу Best for Metal
- ▶ Спеціальні, підібрані відповідно до випадків застосування з'єднання стрічки, які не втрачають своєї якості протягом тривалого часу та гарантують відмінну обробку поверхні
- ▶ Завдяки антистатичній конструкції шліфувальні стрічки, заготовки та електроінструменти для роботи без пилу
- ▶ Висока продуктивність та висока якість обробки поверхні
- ▶ Шліфувальні стрічки із високоточним, чистим рухом стрічки, без залишків клею, для максимальної якості обробленої поверхні
- ▶ Шліфувальні стрічки до стрічкових шліфувальних машин всіх типових марок та розмірів

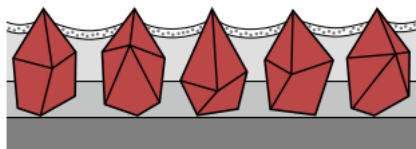
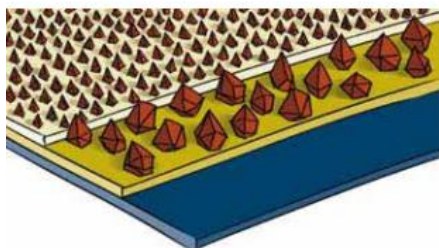
Високоякісний абразивний засіб для шліфування великої площі та зняття верхнього шару з дерев'яних матеріалів



Зернистість – Твердість та жорсткість, які має вихідний матеріал шліфувального зерна, визначають властивості та сферу застосування абразивного матеріалу

Найпопулярніші сьогодні абразиви – це корунд та карбід кремнію у найрізноманітніших варіаціях. Все більшу значимість завойовують також нові мінеральні матеріали, такі як цирконовий корунд, керамічний корунд та алмази. Природні мінеральні матеріали, такі як червоний корунд та наждак, застосовуються все менше. Твердість та жорсткість, які має вихідний матеріал шліфувального зерна, визначають властивості та сферу застосування абразивного матеріалу.

Структура абразивних матеріалів



■ Шліфувальне зерно

■ Шліфувальне зерно

Цирконовий корунд, коричневий корунд, корунд підвищеної чистоти, білий корунд, карбід кремнію

✦ Додаткове нашарування

Стеарат, високоактивний (охладжувальний) матеріал, антистатичне нашарування

■ Зовнішній сполучник

Синтетична смола, міздровий клей, активні матеріали, заповнювач, фарба

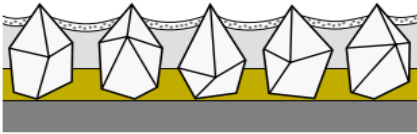
■ Сполучник для основи

Синтетична смола, міздровий клей

■ Основа

Папір, тканина, фібра

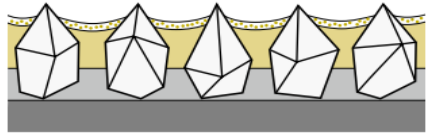
Сполучник для основи



■ Сполучник для основи

Сполучник для основи є першим шаром, який фіксує шліфувальне зерно у бажаній позиції та щільності на підкладці. Сполучниками зазвичай являються синтетичні смоли.

Зовнішні сполучники та активні охолоджувальні субстанції



■ Зовнішній сполучник
⋯ Охолоджувальні субстанції

Зовнішній сполучник остаточно зв'язує шліфувальні зерна між собою та із основою. Сполучниками зазвичай являються синтетичні смоли. Відповідно до випадку застосування абразивного матеріалу ми використовуємо більш м'які, еластичні, тверді або менш еластичні сполучники. Твердість сполучника впливає на активність обробки та термін служби абразивного матеріалу.

Для шліфування сталі додаються **охолоджувальні субстанції**, які знижують температуру сталі під час шліфування. Додаткові нашарування зі стеарату надають додатковий захист проти забиття абразиву шліфувальним пилом.

Техніка безпеки при роботі електроінструментами

Перед роботою необхідно перевірити справність захисних засобів, струмопідвідних пристроїв, заземлення, а також надійність кріплення різального інструменту. Різальний інструмент завжди має бути гострим.

Вмикати інструмент слід тільки перед початком роботи, а після роботи зразу ж вимикати його з електромережі. Насувати інструмент треба плавно, без ривків. Не можна відходити від електроінструменту, поки він зовсім не зупиниться. Не можна зупиняти електроінструмент сторонніми предметами. Навантаження на інструмент повинно відповідати його технічній характеристиці.

Інструкція з охорони праці під час робіт з ручним електрифікованим інструментом

Дія інструкції поширюється на всі підрозділи підприємства.

При експлуатації ручного електрифікованого інструменту (далі електроінструмент) слід також керуватись інструкціями підприємств-виготовлювачів, а також ДНАОП 0.00-1.21-98 "Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів", "Правилами устрою електроустановок", ГОСТ 12.1.013-78 "Строительство. Электробезопасность. Общие требования".

Електроінструмент за умовами безпеки поділяється на такі класи:

I – електроінструмент, у якого всі деталі, що перебувають під напругою, ізольовані і штепсельна вилка має заземлювальний контакт;

II – електроінструмент, у якого всі деталі, що перебувають під напругою, мають подвійну або посилену ізоляцію (цей електроінструмент не має пристроїв для заземлення);

III – електроінструмент на номінальну напругу не вище 42 В, у якого ні внутрішні, ні зовнішні кола не перебувають під іншою напругою. Електроінструмент класу III, призначений для живлення від безпечної наднизької напруги.

Номінальна напруга для електроінструмента класів I і II має бути не більше 220 В для електроінструмента постійного струму; 380 В – для електроінструмента змінного струму.

Електроінструмент, який живиться від електромережі, слід обладнувати незнімним гнучким кабелем (шнуром) зі штепсельною вилкою.

Незнімний гнучкий кабель електроінструмента класу I повинен мати жилу, яка з'єднує заземлювальний затискач електроінструмента із заземлювальним контактом штепсельної вилки.

Кабель в місці введення до електроінструмента класу I слід захищати від стирань і перегинів еластичною трубкою з ізоляційного матеріалу.

Трубку слід закріплювати в корпусних деталях електроінструмента, вона повинна виступати з них на довжину не менше п'яти діаметрів кабелю. Закріплення трубки на кабелі поза інструментом забороняється.

Для приєднання однофазного електроінструмента шланговий кабель повинен мати три жили: дві – для живлення, одну – для заземлення.

Для приєднання трифазного електроінструмента застосовується чотирижильний кабель, одна жила якого потрібна для заземлення.

До роботи з електроінструментом допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичне обстеження, спеціальне навчання і перевірку знань щодо безпечного виконання робіт із застосуванням електроінструменту, та інструктаж з охорони праці на робочому місці. Результати інструктажу заносяться в «Журнал реєстрації інструктажів з питань охорони праці». В журналі після проходження інструктажу повинні бути підписи особи, яку інструктують та особи, яка інструктує. За невиконання даної інструкції робітник несе дисциплінарну, матеріальну, адміністративну та кримінальну відповідальність.

До роботи з електроінструментом II і III класу достатньо I групи з електробезпеки.

Після капітального ремонту електроінструмента опір ізоляції між деталями, що перебувають під напругою і корпусом, або деталями для основної ізоляції має бути не нижче 2 МОм, для додаткової – 5 МОм, для підсиленої – 7 МОм.

Випробування електричної міцності ізоляції електроінструмента слід проводити напругою змінного струму частотою 50 Гц:

для електроінструмента класу безпеки I – 1000 В, класу безпеки II – 2500 В.

Зберігати електроінструмент та допоміжне обладнання до нього слід у сухому приміщенні, обладнаному стелажми, полицями, скринями, що надійно забезпечують його збереження, згідно з вимогами до умов зберігання, зазначеними в паспорті електроінструмента. Забороняється складати електроінструмент в два ряди і більше без спеціального упакування.

У приміщеннях без підвищеної небезпеки ураження працівників електричним струмом достатньо застосувати діелектричні рукавиці, а в приміщеннях зі струмовідними підлогами – також і діелектричні калоші або килими.

Перед видачею засобів індивідуального захисту необхідно перевірити чи не минув термін їх випробування.

Термін випробування заходів індивідуального захисту: діелектричні рукавички – 1 раз на 6 місяців; діелектричні калоші – 1 раз на 12 місяців; діелектричні боти – 1 раз на 36 місяців; діелектричні килимки – оглядаються 1 раз на 6 місяців.

Отже, на сьогоднішній день ринок переповнений різноманітним ручних електрофікованих приладів для обробки різних матеріалів в тому числі і деревини. Кожний виробник і завод постачальник намагається зарекомендувати свій виріб та постачати на ринки в необмеженій кількості, тут виникає жорстка конкуренція, але всі представлені прилади які є на ринку, загалом однакові по своїм характеристикам, тому що всі виробники застосовують майже одні і ті самі технології виготовлення та комплектуючі матеріали. Загалом вся ручна електрифікація зробила великий крок для полегшення роботи для обробки матеріалів робітниками, звела до мінімуму прикладення зусиль, та має компактний і зручний вигляд, і полегшує працю під час роботи з інструментом.



МОБІЛЬНІ КОМПРЕСОРИ



Технічні характеристики

Модель	C10-C30	C13-C62	C55-C76	C85-C140	C200-C270
Експлуатаційні дані					
Продуктивність м3/хв	1 - 3.0	3.5 - 3.62	5.5 - 7.6	8.5 - 13.3	20 - 27
Робочий тиск, атм.	12 - 7	7 - 10	7 - 14	7 - 14	9 - 14
Патрубок стисненого повітря	1x3/4"- 2x3/4"	2x3/4"- 1x1 + 2x3/4"	3x3/4 + 1x1 1/2"	2x3/4" і 1x2"	3x3/4 і 1/2"
Потужність, кВт	13,2-23,1	33.5/44.7	63	97/119	180/228
Двигун	Honda / Kubota	Cummins A2300/A2300T	Cummins B3.3 TAA	Cummins QSB 4.5	Cummins QSB 6.7
Обороти при макс навантаженні, об / хв	2600/2900	2800	2600	2200-2300	2400
Обсяг бака, л	20/40	60	140	210	370

