**ВСТУП**

Вдосконалення сучасних верстатів повинне забезпечувати підвищення швидкостей робочих і допоміжних рухів при відповідному підвищенні потужності приводу головного руху. Виняткове значення надається підвищення надійності верстатів за рахунок оснащення їх засобами контролю і виміру, а також введення у верстати систем діагностування

Підвищення швидкостей робочих і допоміжних рухів пов'язане з подальшим вдосконаленням приводу верстатів, шпиндельних вузлів, тягових пристроїв і напрямних прямолінійного руху. Подальше підвищення швидкостей зажадає пошуку нових конструкцій, що використовують інші фізичні принципи і забезпечують високу працездатність відповідальних верстатних вузлів.

Оснащення верстатів гнучкого автоматизованого виробництва різними контрольними і вимірювальними пристроями є необхідною умовою їх надійної роботи, особливо в автономному і автоматизованому режимі. У сучасних верстатах використовують широкий набір засобів виміру, таких, наприклад, як лазерні інтерферометри, для збору поточної інформації про стан верстата, інструменту, допоміжних пристроїв і для отримання достовірних даних про справну роботу. Вимоги до точності в машинобудуванні постійно ростуть, і це, у свою чергу, ставить нові завдання перед прецизійним верстатобудуванням.

Фахівці в області технології машинобудування, металорізальних верстатів і інструментів знаходяться на одній з найвідповідальніших ділянок усього науково-технічного прогресу. Задача полягає в тому, щоб в результаті корінного вдосконалення технології обробки, створення нових металорізальних верстатів з мікропроцесорним управлінням, верстатних модулів для гнучких виробничих систем забезпечити технічне і організаційне переозброєння усіх галузей машинобудування і на цій основі забезпечити істотне підвищення продуктивності праці. Для успішної творчої праці інженери-верстатобудування мають бути фундаментально підготовлені в області математики, фізики, обчислювальної техніки, мати фундаментальні знання і навички по загальних інженерних дисциплінах і, нарешті, добре знати свою майбутню спеціальність. Необхідно ясно уявляти загальні найважливіші властивості і якості, що визначають технічний рівень металорізальних верстатів, з тим, щоб створювати кращі зразки і нові моделі верстатів.

Сучасний верстат органічно з'єднав технологічну машину для розмірної обробки з обчислювальною машиною, що управляє, на основі мікропроцесора. Тому спеціаліст-верстатобудівник повинен добре розуміти принципи числового програмного управління верстатами, володіти навичками підготовки і контролю керуючих програм. Він повинен знати пристрій мікропроцесорних засобів управління, основні їх характеристики і можливості верстатного обладнання.

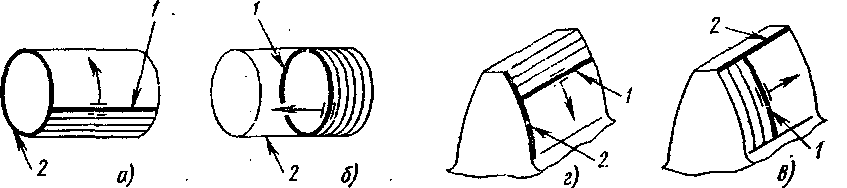
**1 КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ ВЕРСТАТНОГО ОБЛАДНАННЯ**

**1.1 Загальні відомості про формоутворення на верстатах**

Тіло будь-якої деталі є замкнутий простір, обмежений реальними геометричними поверхнями, які утворені в результаті обробки тим або іншим способом (литвом, штампуванням, різанням і т. д.). При цьому, який би спосіб обробки не був застосований, реальні поверхні деталі завжди відрізняються від ідеальних геометричних поверхонь, якими ми подумки оперуємо при конструюванні. Поверхні, отримані на металорізальних верстатах різанням, відрізняються від ідеальних формою, розмірами і шорсткістю. Теоретично процес формування реальних поверхонь на верстатах аналогічний процесу утворення ідеальних поверхонь в геометрії, т. е. базується на ідеальних геометричних представленнях.

Будь-яку поверхню можна представити як слід руху однієї лінії (що утворює) по іншій (що направляє). Обоє ці лінії називають такими, що роблять, причому твірна може бути такою, що направляє, і навпаки. Наприклад, кругова циліндрична поверхня може бути представлена як слід руху прямої лінії по кола (рис. 1.1, а) або слід руху кола по прямій (рис. 1.1, б). Бічну поверхню зуба прямозубого циліндричного колеса можна розглядати як слід руху евольвенти уздовж прямої лінії (рис. 1.1, б) або слід руху прямою по евольвенті (рис. 1.1, г). Таким чином, з геометричної точки зору процес утворення поверхні зводиться до здійснення руху однієї лінії, що робить, по іншій.

Лінії, що роблять, на верстатах утворюються матеріальними точками і лініями різальної кромки інструменту – за рахунок погоджених відносних рухів заготівлі і інструменту. Причому слід підкреслити, що майже усі лінії, що роблять, на верстатах безперервно утворюються (імітуються) впродовж усього часу формування поверхні. В процесі безперервної імітації обох ліній, що роблять, і формується за допомогою різання необхідна поверхня.



*1 – твірна; 2 – лінія напрямної*

*Рисунок 1.1 – Утворення поверхонь:*

Погоджені відносні рухи заготівлі і різального інструменту, які безперервно створюють лінії, що роблять, а отже, поверхня заданої форми в цілому, називають формотворними (робітниками) і означають буквою **Ф**. Залежно від форми лінії, що робить, і методу її утворення руху формоутворення можуть бути простими і складними. До простих рухів формоутворення відносять обертальне, яке означають **Ф(В)**, і прямолінійне – **Ф(П)**.

Складними формотворними рухами є ті, траєкторії яких утворюються в результаті узгодженості взаємозалежних двох і більше обертальних або прямолінійних рухів, а також їх поєднань. Приклади умовного запису складних формотворних рухів : **Ф(В1В2),** **Ф(В1В2**), **Ф(В1П2П3)** і т. п.

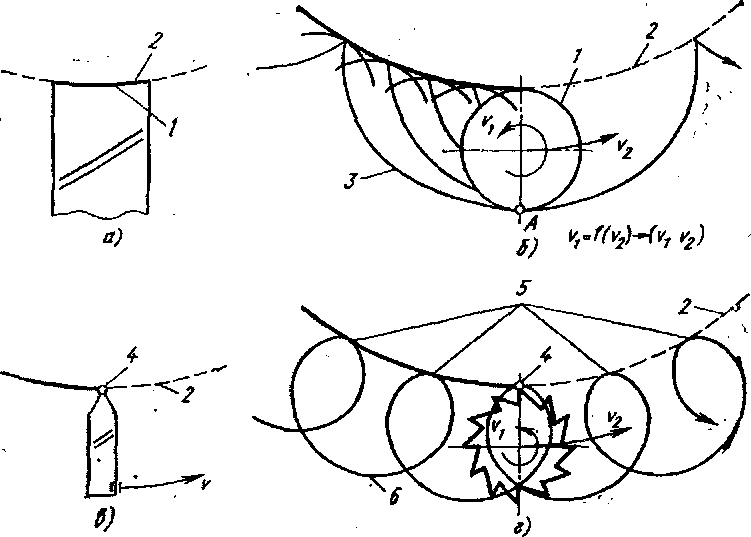
Запис двох і більше простих рухів в одних загальних дужках говорить про те, що вони залежать один від одного і тим самим створюють єдиний складний рух.

**1.2 Методи утворення твірних ліній**

При обробці поверхонь різанням залежно від виду різального інструменту і форми його різальної кромки використовують чотири методи утворення твірних ліній: копіювання, обкат, слід і торкання (рис. 1.2). Суть цих методів розглянемо на прикладі утворення дуги кола і виявимо число і характер формотворних рухів для здійснення кожного методу.

Метод копіювання (рис. 1.2, а) полягає в тому, що форма лінії, що робить, виходить у вигляді копії (відбитку) форми різальної кромки інструменту або його профілю. Іншими словами, форми утворюваної лінії, що робить, і різальної кромки інструменту співпадають (ідентичні). Цей метод застосовують в тих випадках, коли для отримання ліній, що роблять, використовують фасонний різальний інструмент. У зв'язку з тим, що форма утворюваної лінії, що робить, вже закладена безпосередньо в різальному інструменті, для отримання лінії, що робить, методом копіювання не потрібно ніякого формотворного руху.

Метод обкату (рис. 1.2, б) полягає в тому, що форма утворюваної лінії, що робить, виникає у вигляді тієї, що огинає ряду послідовних положень, займаних різальною кромкою інструменту при обкатуванні нею без ковзання утворюваної лінії. В процесі отримання лінії, що робить, або різальна кромка інструменту котиться по утворюваній нею ж лінії, або вони взаємно обкатуються. Іншими словами, утворювана лінія, що робить, і лінія різальної кромки інструменту мають бути такими, що взаємноогинаються. Для отримання лінії, що робить, методом обкату потрібно одно, але завжди складний формотворний рух – рух обкату (кочення).



*1 – лінія різальної кромки інструменту; 2 – твірні лінії;  
3 – траєкторія руху точки А різальної кромки інструменту;  
4 – різальна точка інструменту; 5 – точки дотику утворюваної що робить лінії різальною точною 4 інструменти; 6 – траєкторія різальної точки 4 інструменти; 7 – відносні швидкості*

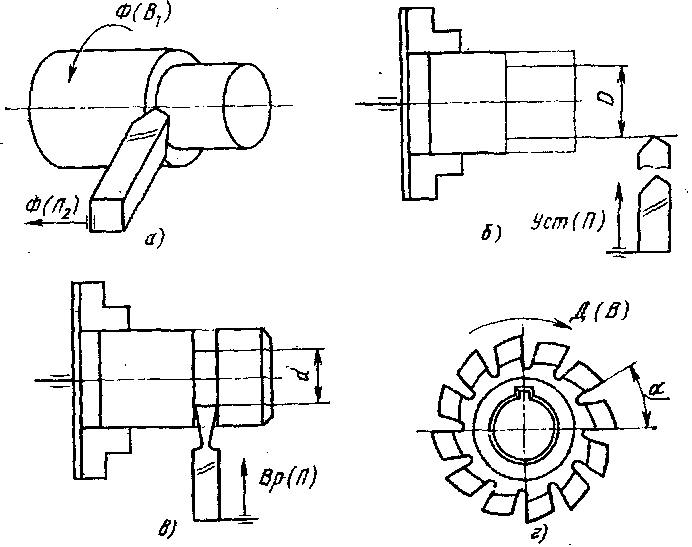
*Рисунок 1.2 – Методи утворення тих, що роблять лінії:*

Метод сліду (рис. 1.2, в) полягає в тому, що форма лінії, що робить, виходить у вигляді сліду різальної точки (практично це дуже короткий відрізок лінії) кромки інструменту при відносному русі заготівлі і інструменту. Тому для отримання лінії, що робить, методом сліду потрібний одно простий або складний формотворний рух (залежно від форми утворюваної лінії).

Метод торкання (рис. 1.2, г) полягає в тому, що форма лінії, що робить, виникає у вигляді тієї, що огинає місць торкання безлічі різальних точок інструменту, що обертається, в результаті відносних рухів осі обертання інструменту (шпинделя) і заготівлі. Цей метод характерний при утворенні тих, що роблять лінії за участю таких інструментів, як фрези і шліфувальні круги« різальних точок, що мають множину, а отже, точок дотику, що формують траєкторію утворюваної лінії, що робить. Для отримання лінії, що робить, методом торкання вимагається два, рідше три формотворні рухи.

**1.3 Утворення поверхонь**

Процес утворення поверхонь різанням полягає в тому, що за рахунок погоджених відносних рухів заготівлі і інструменту безперервно утворюються обидві лінії, що роблять, при одночасному відносному їх переміщенні. Кожна лінія, що робить, утворюється одним з вказаних вище за чотири методи, тому утворення поверхонь характеризується поєднанням двох з чотирьох методів утворення ліній, що роблять, причому це може бути поєднання однойменних методів. Наприклад, при утворенні кругової циліндричної поверхні за допомогою різця обидві лінії (коло і пряма), що роблять, виходять одним і тим же методом – методом сліду (рис. 1.3, а). У загальному випадку число рухів формоутворення для створення поверхні визначається сумою рухів формоутворення, необхідних для освіти обох ліній, що роблять. Проте нерідко зустрічаються випадки, коли одно обертальний рух одночасно бере участь в створенні обох ліній, що роблять, необхідних для утворення поверхні, т. е. обертальний рух виконує відразу дві функції.



*а – формоутворення; б – настановне; в – врізування; г – ділення*

*Рисунок 1.3 – Виконавчі рухи*

Існують дві форми участі обертального Руху в одночасному утворенні обох ліній, що роблять:

1) обертальний рух по відношенню до кожної з двох ліній, що роблять, виступає як окремо взятий рух формоутворення, наприклад, обертальний рух фрези при обробці штампів, і прес-форм кінцевими фрезами з сферичним різальним кінцем;

2) обертальний рух, що бере участь в процесі утворення поверхні, по відношенню до однієї лінії, що робить, виступає в ролі формотворного руху, а по відношенню до іншої є складовою частиною складного формотворного руху, необхідного для утворення другої лінії, що робить, наприклад, обертальний рух фрези при обробці циліндричних коліс черв'ячними фрезами. У усіх подібних випадках загальне число формотворних рухів при формуванні поверхонь різанням стає менше на одиницю по відношенню до теоретично підрахованої суми і практично не перевищує трьох. Тому металорізальні верстати бувають з одним, двома або трьома рухами формоутворення.

Оскільки в металорізальних верстатах утворення поверхонь здійснюється різанням, то усі формотворні рухи верстата одночасно є рухами різання. Причому якщо у верстаті є одно рух формоутворення, то воно є рухом швидкості різання (позначається **Ф*V***). Якщо у верстаті є два рухи формоутворення, то одно з них, що має велику швидкість, є рухом швидкості різання **Ф*V***, а друге, таке, що має меншу швидкість, є рухом подачі (позначається **Ф*S***). З трьох рухів формоутворення у верстаті одно буде рухом швидкості різання **Ф*V***, що має найбільшу швидкість, а два інших – рухами подачі **Ф*S*** і **Ф*S***.

**1.4. Класифікація рухів у верстатах**

Усі рухи у верстатах, у тому числі і формотворні, називаються старанними. За цільовою ознакою їх можна розділити на рухи: формоутворення **Ф**, настановні **Уст**, ділення **Д**, управління **Упр**, допоміжні **Доп** (визначення формотворних рухів дане вище).

Настановними називають рухи заготівлі і інструменту, необхідні для переміщення їх в таке відносне положення, при якому стає можливим за допомогою формотворних рухів отримувати поверхні, необхідного розміру. Прикладом настановного руху є поперечний рух **Уст** (**П**) різця для встановлення його в положення, що дозволяє отримати круговий циліндр необхідного діаметру *D* (рис. 1.3, б). Іноді настановний рух, при якому відсутнє різання, називають налагоджувальним.

Якщо при настановному русі відбувається різання матеріалу, то такий рух називають рухом урізування (позначається **Об**). Наприклад, поперечне переміщення різця для утворення канавки необхідного діаметру *d* (рис. 1.3, в) буде рухом урізування **Bp** (**П**). Іноді рух урізування по своїй структурі може співпадати з рухом формоутворення або здійснюватися одночасно з ним.

Ділильними називають рухи, необхідні для забезпечення рівномірного розташування на заготівлі однакових утворюваних поверхонь. Наприклад, при нарізуванні двозахідного різьблення фасонним різцем після нарізування однієї гвинтової канавки вимагається повернути заготівлю на 180° для нарізування другої гвинтової канавки. Поворот заготівлі на 180° і буде ділильним рухом. Рухом ділення буде також рух **Д** (**В**) повороту дискової фрези на кут а при затилуванні її зубів (рис. 1.3, г).

Ділильні рухи можуть бути періодичними або безперервними, що залежить в основному від конструкції різального інструменту. Безперервні ділильні рухи по своїй структурі співпадають з одним з формотворних рухів, який виконує одночасно процеси формоутворення і ділення.

До допоміжних рухів відносяться рухи, що забезпечують установку, затиск, звільнення, транспортування, швидке переміщення заготівлі і різального інструменту в зону різання, охолодження, змазування, видалення стружки, правку інструменту і т. п

До рухів управління відносять ті, які здійснюють органи управління, регулювання і координування усіх інших старанних рухів верстата. До таких органів відносяться муфти, що реверсують пристрої, кулачки, обмежувачі ходу та ін.

Визначальну роль у формуванні кінематичної структури верстата грають рухи формоутворення, настановні (врізування) і ділення.

Будь-який виконавчий рух у верстаті можна охарактеризувати п'ятьма просторовими параметрами: траєкторією, швидкістю, напрямом, шляхом і вихідною точкою. Найбільш важливими параметрами будь-якого руху є траєкторія і швидкість.

Залежно від характеру старанного руху, форми його траєкторії, схеми різання, виду і конструкції різального інструменту рух теоретично можна настроювати по двох, трьох, чотирьох або п'яти параметрам. Найбільше число параметрів налаштування може знадобитися лише складному руху з незамкнутою траєкторією. По чотирьом параметрам(за винятком налаштування на траєкторію) здійснюється налаштування простого руху- з незамкнутою траєкторією, за трьма параметрах (на траєкторію, швидкість і напрямком) – складний рух із замкнутою траєкторією.

**1.5. Кінематична група**

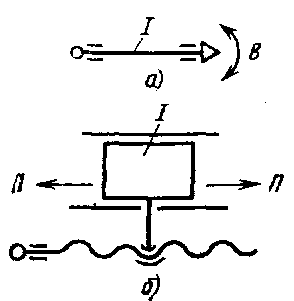
Кожен виконавчий рух у верстатах здійснюється кінематичною групою, що є сукупністю джерела руху, виконавчого органу (органів), кінематичних зв'язків і органів налаштувань, що забезпечують необхідні параметри руху. Назва кінематичної групи аналогічно назві створюваного нею старанного руху. Наприклад, групу, що створює формотворний рух, називають формотворною групою і т. п.

Структура кінематичної групи може бути різноманітною і залежить від характеру здійснюваного руху, числа виконавчих органів, потреби регулювання параметрів руху.

Під виконавчими органами розуміють рухливі кінцеві ланки кінематичної групи, траєкторії старанного руху, що безпосередньо беруть участь в освіті. Виконавчі органи, що здійснюють абсолютний або відносний рух заготівлі або різального інструменту в процесі формоутворення, називають робітниками. Наприклад, робочими органами є такі ланки верстата, як стіл, шпиндель, супорт, повзун і т. п.

У більшості випадків виконавчі органи здійснюють обертальний або прямолінійний рух, т. е. є рухливими ланками обертальної або поступальної виконавчої кінематичної пари (рис. 1.4).

Залежно від числа виконавчих органів кінематичні групи діляться на прості і складні. Прості групи мають один виконавчий орган, а складні – два і більше виконавчих органів.



*а – обертальна; б – поступальна*

*Рисунок 1.4 – Виконавчі кінематичні пари*

Будь-яка кінематична група включає два якісно різних виду кінематичного зв’язку – внутрішню і зовнішню.

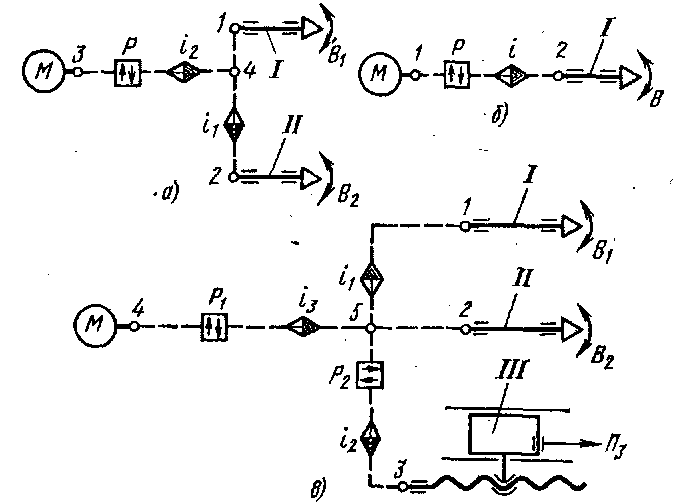
Під кінематичним зв'язком у верстатах розуміють такий зв'язок між ланками або виконавчими органами верстата, яка накладає умови обмеження, що не дозволяють займати довільні положення в просторі один відносно одного і мати довільні швидкості.

Під внутрішнім кінематичним зв'язком групи розуміють сукупність кінематичних ланок і їх з'єднань, що забезпечують якісну характеристику руху, т. е. його траєкторію. Внутрішній кінематичний зв'язок групи у верстатах реалізується різними шляхами залежно від характеру старанного руху, числа виконавчих органів в групі, потрібній точності утворюваної лінії (траєкторії руху), що робить, і інших чинників. Наприклад, в простих кінематичних групах вона здійснюється з'єднанням двох дотичних ланок старанної групи, одним з яких є сам виконавчий орган I групи, т. е. шпиндель, стіл (Рис. 1.4, а), повзун (Рис. 1.4, б) і т. д.

У складних кінематичних групах з двома і більше виконавчими органами внутрішній кінематичний зв'язок реалізується у вигляді кінематичного ланцюга (ланцюгів), що зв'язує рухливі виконавчі органи групи і забезпечує строгу функціональну узгодженість їх переміщень або швидкостей. Ці ланцюги називають внутрішніми або функціональними. Причому кінематичне з'єднання виконавчих органів складної групи може бути як механічним, т. е. ланцюгом механічних передач, так і немеханічним, наприклад, у вигляді електричного ланцюга, як у верстатах з ЧПУ. Необхідне мінімальне число внутрішніх кінематичних ланцюгів в складній групі не повинно бути менш, ніж на одиницю числа виконавчих органів. Наприклад (рис. 1.5, а), група, що забезпечує складний рух (**В1В2**) і має два виконавчі органи **I** і **II**, повинна містити у своїй структурі, як мінімум, один внутрішній кінематичний ланцюг **1-4-2** між виконавчими органами.

Під зовнішнім кінематичним зв'язком групи розуміють сукупність кінематичних ланок і їх з'єднань, що забезпечують кількісні характеристики руху, т. е. його швидкість, напрям, шлях і вихідну точку. Зазвичай зовнішній кінематичний зв'язок складної групи реалізується у вигляді кінематичного ланцюга **3-4** між джерелом руху **М** і однією з ланок внутрішнього зв'язку групи. Для простої кінематичної групи зовнішній кінематичний зв'язок є ланцюг **1-2** між джерелом руху **М** і виконавчим органом групи **I** (рис. 1.5, б). Зовнішній кінематичний зв'язок призначений для передачі енергії від джерела руху **М** у внутрішній зв'язок групи. На рис. 3.5, в показана структурна схема кінематичної групи, що забезпечує виконавчий рух (**В1В2П3**) і має три виконавчі органи. Для забезпечення функціональної узгодженості переміщень або швидкостей виконавчих органів **I**, **II**, **III** досить двох функціональних кінематичних ланцюгів, наприклад, **1-5-2** і **2-5-3** або іншого їх поєднання. Зовнішній кінематичний зв'язок групи реалізується кінематичним ланцюгом **4-5**.

Для зміни і регулювання параметрів руху у верстатах використовують спеціальні пристрої, які в загальному випадку називаються органами налаштування. Органи налаштування таких параметрів руху, як траєкторія, швидкість і іноді шлях, на структурних схемах означають знакомC:\Users\D899~1\AppData\Local\Temp\FineReader10\media\image5.png з буквою *і*, а орган налаштування напрями руху – знаком  . Заштрихована частина знаку C:\Users\D899~1\AppData\Local\Temp\FineReader10\media\image5.png вказує на фактичний напрям передачі руху через орган налаштування. Органи налаштування руху на вихідну точку і у більшості випадків на шлях в структурних схемах не показують, оскільки регулювання цих параметрів зазвичай здійснюється вручну.



*а – складною з двома виконавчими органами; б – простій;  
в – складною з трьома виконавчими органами*

*Рисунок 1.5 – Структурні схеми кінематичних груп*

Органи налаштування, регулюючі кількісні характеристики рухи, т. е. що змінюють швидкість, напрям, шлях і вихідну точку, завжди розташовують в зовнішньому зв'язку кінематичної групи (у ланцюзі між джерелом руху і внутрішнім кінематичним зв'язком групи).

Органи налаштування, регулюючі якісну характеристику рухи, т. е. його траєкторію, розташовують тільки у внутрішньому кінематичному зв'язку групи. Причому в простих кінематичних групах, що мають один виконавчий орган і забезпечують обертальний або прямолінійний рух, необхідність в органі налаштування на траєкторію відсутня. Це пов'язано з тим, що траєкторія руху в таких групах незмінна і забезпечується характером з'єднання ланок старанної кінематичної пари, одним з яких є сам виконавчий орган.

Складні кінематичні групи завжди мають органи налаштування на траєкторію. Таких органів може бути декілька, але не менше числа внутрішніх кінематичних ланцюгів в групі. Наприклад, якщо група має два внутрішні кінематичні ланцюги, то органів налаштування на траєкторію повинно бути, як мінімум, два, т. е. по органу налаштування на кожен внутрішній кінематичний ланцюг.

**1.6 Кінематична структура верстатів**

Кінематична структура верстата є сукупністю кінематичних груп : Групи можуть бути сполучені між собою різними способами; їх з'єднання залежить від багатьох чинників. Найбільший вплив на з'єднання кінематичних груп чинять спільність їх виконавчих органів і джерела руху, а також необхідність координації в часі створюваних групами рухів. Всяке з'єднання двох кінематичних груп здійснюється спеціальними додатковими пристроями, такими, як механізми, що підсумовують, реверси, муфти і т. д.

Головною і визначальною частиною кінематичної структури будь-якого верстата є його формотворна частина, що становить загальне число і характер груп формоутворення, а також їх кінематичне з'єднання. За цією ознакою усе різноманіття кінематичних структур металорізальних верстатів можна розділити на три класи.

1. Клас елементарних структур **Е**, до якого відносяться верстати з кінематичною структурою, що містить тільки прості групи формоутворення, т. е. групи, що створюють рух **Ф**(**В**) і **Ф**(**П**).

2. Клас складних структур **С**, до якого відносяться верстати з кінематичною структурою, що містить тільки складні групи формоутворення, т. е. групи, що створюють рухи **Ф**(**В1В2**), **Ф**(**В3П4П5**) і т. і.

3. Клас комбінованих структур **К**, до якого відносяться верстати з кінематичною структурою, що містить одночасно і прості і складні групи формоутворення.

Кожен клас містить певне число типових кінематичних структур верстатів, яке можна умовно записати буквою з наступними двома цифрами. Буква вказує на клас, перша цифра-на число формотворних груп, друга цифра,- на сумарне число простих обертальних і прямолінійних рухів, що становлять усі формотворні рухи верстата. Наприклад, запис **К24** означає, що верстат має комбіновану структуру, дві групи формоутворення з чотирма простими рухами.

Якщо врахувати, що максимально можливе число груп формоутворення в структурі верстата рівне трьом, то можна скласти таблицю типових кінематичних структур усіх верстатів (табл. 1.1).

При складанні і аналізі кінематичної структури верстатів слід чітко уявляти собі виріб в цілому і ті його поверхні, які мають бути оброблені різанням. Це означає, що оброблену поверхню необхідно охарактеризувати як в поперечному, так і в подовжньому перерізах, т. е. встановити відповідні лінії, що роблять, при відносному руху яких може бути утворена ця поверхня.

Необхідно також виразно уявляти собі конструкцію різального інструменту і форму його різальних кромок, а також відносне взаємне положення оброблюваної заготівлі і інструменту в процесі формоутворення необхідної поверхні.

*Таблиця 1.1 – Кінематичні структури верстатів*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Клас структури | Структура верстата при числі груп формоутворення | | |
| 1 | 2 | 3 |
| Елементарний | Э11 | Э22 | ЭЗЗ |
| Складний | С12 С13 С14 | С24 (С25) | (С36) (С37) |
| Комбінований | – | К23 К24 К25 (К26) | К34 (К35)  (К36)  (К37) |
| *Примітка.* У дужках вказані структури верстатів, які рідко зустрічаються у верстатобудуванні. | | | |

Аналіз і зіставлення форм ліній, що роблять, і різальної кромки інструменту, а також урахування специфіки обробки (фрезерування, шліфування і т. д.) дозволяли встановити метод утворення поверхні, а також кількість, характер і склад рухів формоутворення, необхідних для реалізації вибраного методу.

Встановлюючи методи утворення ліній, що роблять, необхідно мати на увазі наступне.

Якщо для обробки використовують фасонний різальний інструмент (різець, фрезу, шліфувальний круг і т. д.), то перша робить лінія, що утворює, виходить методом копіювання, друга лінія (напрямна), що робить, методом сліду або торкання.

Якщо поверхню фрезерують або шліфують при відносному переміщенні заготівлі або інструменту, то хоч би одна з ліній, що роблять, утворюється методом торкання.

В результаті аналізу схеми різання, розташування оброблюваних поверхонь і конструкції інструменту встановлюють потребу в рухах ділення і врізування, та якщо вони потрібні, то визначають їх характер. Після того, як визначені усі рухи формоутворення, ділення і урізування, які визначають кінематику верстата в основному, можна приступати до складання і аналізу структур кінематичних груп, що забезпечують ці рухи.

Складання і аналіз структур кінематичних груп верстата проводять послідовно від однієї до іншої в наступному порядку.

1. Встановлюють число виконавчих органів; як правило, воно відповідає числу простих рухів, що утворюють виконавчий рух.

2. Визначають внутрішній кінематичний зв'язок групи; для простих груп – це зв'язок між ланками кінематичної старанної пари, а для складної групи – функціональні ланцюги (ланцюг) між виконавчими органами.

3. Визначають джерело руху і зовнішній кінематичний зв'язок групи.

4. Встановлюють число і розташування органів налаштування параметрів руху. (Іноді виконавчі органи можуть одночасно належати двом або більше кінематичним групам. Нерідко одне і те ж джерело руху належить декільком або усім кінематичним групам).

**2. БАЗОВІ ДЕТАЛІ ВЕРСТАТІВ**

**2.1 Горизонтальні станини верстатів**

***2.1.1 Основні відомості про конструкції станин***

Велика частина верстатів виконується з горизонтальними станинами. Поширеність горизонтального компонування визначається наступними обставинами:

1. зручністю спостереження за зоною різання при обробці поверхні виробів значної довжини;
2. простотою і жорсткістю установки важких і довгих виробів на столах горизонтальних станин;
3. полегшенням умов роботи станин в результаті спільної роботи з фундаментами;
4. неможливістю виконання верстатів для довгих деталей вертикальними із-за габаритів цеху.

З горизонтальними станинами виконуються переважна більшість верстатів для циліндричних виробів: токарної групи, включаючи токарно-свердлильні, кругло- і різьбофрезерні, кругло- і внутрьошліфувальні. Виняток становлять верстати карусельного типу для обробки циліндричних виробів значного діаметру і малої довжини і деякі спеціальні. До горизонтальних станин слід також віднести станини портальних і одностоєчних (безконсольних) верстатів із столами, що поступально переміщаються.

Горизонтальні станини несуть на собі: основні нерухомі вузли – коробки швидкостей і подач, непереміщувані шпиндельні бабки, електродвигуни (за винятком важких); рухливі вузли (супорти, столи, каретки, переміщувані шпиндельні бабки і т. д.).

Переміщення рухливих вузлів здійснюється по напрямним.

Станини широко використовуються для розміщення резервуарів рідини для охолодження, і мастила.

Горизонтальні станини виконуються: на ніжках; суцільними і рамними.

Станини на ніжках застосовуються у верстатах для обробки довгих виробів при відносно невеликих силах різання. Практично на ніжках виконуються станини токарних верстатів з діаметром обробки до 600 мм включно, а також частково револьверних і деяких інших верстатів.

Суцільні станини застосовуються при значних зусиллях і діаметрах обробки, а також при необхідності розміщення в станині механізмів верстатів. Суцільними виконуються станини великих верстатів токарної групи, станини шліфувальних верстатів і станини портальних і безконсольних верстатів усіх розмірів.

Рамні станини застосовуються для високопродуктивних верстатів, оскільки при верхньому розташуванні супортів полегшується відведення великої кількості стружки.

Форма перерізу станини визначається умовами жорсткості, розташуванням тих, що направляють, умовами видалення стружки і рідини, що охолоджує, умовами розміщення в станинах, резервуарів для рідини для охолодження, і мастила. Основні типи перерізів горизонтальних станин приведені в таблиці 2.1.

*Таблиця 2.1 – Основні типи перерізів горизонтальних станин*

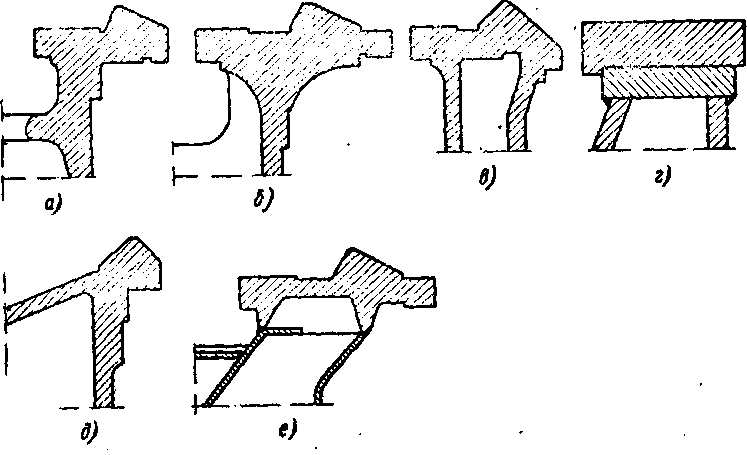
|  |  |
| --- | --- |
| Перетин | Сфери застосування і характеристика |
|  | Застосовується при необхідності відведення вниз стружки і рідини, що охолоджує. Має знижену жорсткість в порівнянні із замкнутими. Вживані форми перегородок приведені в таблицю. 2.2 |
|  | Застосовується за відсутності необхідності у відведенні стружки вниз. У разі можливості попадання стружки між тими, що направляють передбачаються похилі люки |
|
|  | Застосовується при необхідності використання станини як резервуару для масла, необхідності значного місця для розташування механізму приводу і при неможливості попадання стружки на станину між тими, що направляють |
|  | Застосовується у важких, зокрема, в багатосупортних верстатах. Число тих, що направляють визначається числом супортів і розмірами і доходить до чотирьох-п'яти. Станини особливо важких верстатів виконуються з подвійними стінками у тієї, що кожної направляє. У разі попадання стружки між тими, що направляють передбачаються похилі люки для відведення стружки |

Висота перерізів станин на ніжках визначається умовами необхідної жорсткості, а суцільних станин – додатково умовою розміщення оброблюваного виробу на найбільш зручному для спостереження рівні. Тому у більших верстатів висоту перерізу станин часто доводиться робити навіть меншою, ніж у більше за легких, а необхідну жорсткість станини забезпечувати за рахунок фундаменту. Тільки унікальні верстати проектують так, щоб робітник спостерігав за обробкою із спеціального помосту або сходів.

Ширина перерізів станин визначається розмірами оброблюваних виробів, умовами жорсткості і умовами хорошого напряму супортів або столів.

Конструктивні форми приєднання що направляють до стінок станини можуть істотно впливати на баланс пружних переміщень верстата, а також на власну напругу у відливаннях у зв'язку з нерівномірним охолодженням стінок станини і направляючим.

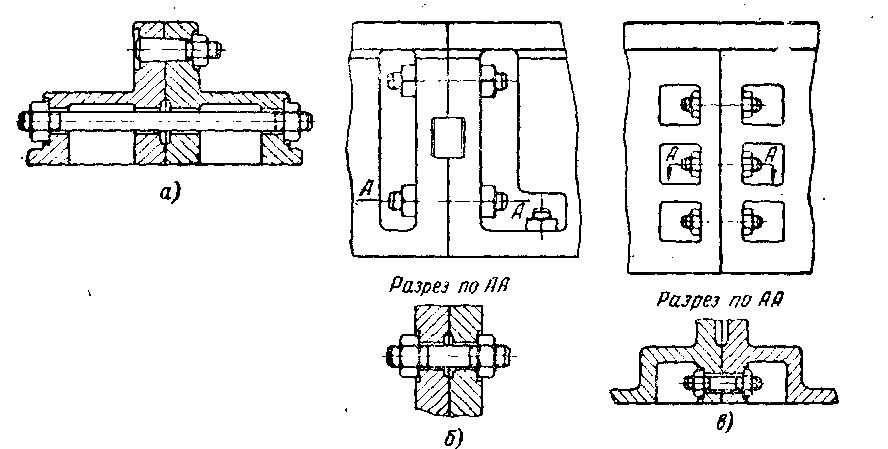
Конструктивно перехід від основної частини станини до тих, що направляють може бути оформлений у вигляді однієї або двох вертикальних стінок або вертикальною і похилою стінок (рис. 2.1, а-е). Напрямні з однією стінкою іноді підкріплюються поперечними ребрами (рис. 2.1, б).



*Рисунок 2.1 – Сполучення напрямних і стінок станин*

Конструктивні особливості станин, визначувані умовами відведення стружки і розміщення резервуарів для рідини, що охолоджує, і мастила, специфічні для верстатів різних груп і розглядаються нижче.

Станини великої довжини роблять складеними. Для забезпечення необхідної жорсткості з'єднання мінімальний тиск в стику не має бути менше 15-20 кГ/см2. Точне положення частин, що сполучаються, фіксується штифтами або призонними болтами (рис. 2.2, а). При великих зрушуючих силах ставляться призматичні шпонки (рис. 2.2, б). Стягуючі болти зазвичай розміщуються в кишенях (рис. 2.2, в).



*Рисунок 2.2 – З'єднання частин складених станин*

У особливо важких верстатах щоб уникнути місцевих відгинів стінок, що стягуються болтами, передбачають спеціальні коробчасті фланці, що мають підвищену жорсткість, але що вимагають болтів значної довжини (рис. 2.2, а).

Для забезпечення можливості зручного транспортування станин зазвичай передбачають крюки, скоби або отвори. Слід мати на увазі, що в станинах точних верстатів розташування цих елементів має бути таким, щоб при підйомі не виникала напруга вище 100 кГ/см2, оскільки велика напруга, складаючись із залишковою напругою, призводить до місцевих залишкових деформацій, що впливають на точність.

Установка станин на фундаменті значною мірою визначає точність роботи і вібростійку верстата.

*Легкі і середні верстати* невеликої довжини, як правило, встановлюються на загальній бетонній плиті цеху і підливаються.

Станини цих верстатів зазвичай конструюються так, щоб достатня жорсткість верстата була забезпечена без істотної участі фундаменту.

До точності установки особливо чутливі горизонтальні верстати на ніжках: наприклад, якщо задня ніжка станини токарного верстата з висотою центрів 200 мм при установці встане на кромку, то зміщення тих, що направляють по висоті може виявитися близько 0,3-0,6 мм.

*Важкі верстати* встановлюються на індивідуальні фундаменти і станини їх конструюються з умови спільної роботи з фундаментами. Це обумовлюється вимогами економії металу, умовою розміщення зони обробки на зручному для робочого рівні від підлоги. Тому станини важких верстатів не можуть бути високими, В цьому випадку жорсткість системи станина – фундамент в основному визначається жорсткістю фундаменту, і станини працюють в умовах, близьких до умов роботи плит.

Важкі верстати, у яких розміри основи одного порядку, притягуються після вивіряння фундаментними болтами і підливаються цементним розчином. Довгі верстати зазвичай підливаються і притягуються болтами під приводом, важким порталом і т. д., а в іншій частині станини, щоб уникнути великих температурних деформацій та деформацій від просідання фундаменту, встановлюються на регульованих черевиках і притягуються болтами без підливання.

*Прецизійні довгі верстати*, наприклад для шліфовки тих, що направляють, встановлюються на регульованих черевиках (в цілях можливості компенсації температурних деформацій і деформацій від просідання фундаменту).

*Прецизійні верстати невеликого розміру* з жорсткими станинами, що мають розміри площі основи одного порядку, наприклад координатно-розточувальні верстати, встановлюються на трьох точках.

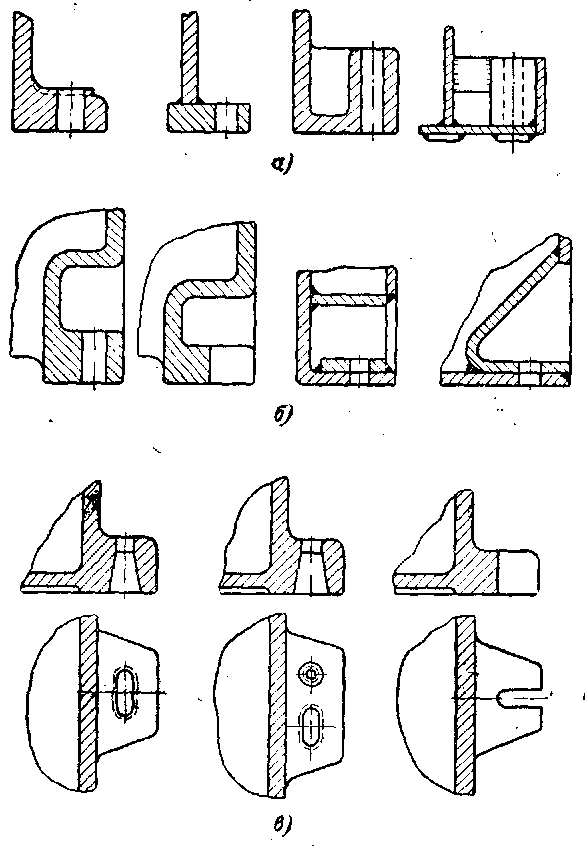
*Особливо прецизійні верстати* в цілях ізоляції від вібрацій, що передаються ззовні, встановлюються на віброізоляційних фундаментах або прокладеннях. Ці фундаменти закладаються на шар з великим внутрішнім тертям: шлак або пісок і пружні елементи у вигляді сталевих пружин або спеціальних пружних черевиків.

Пружні елементи повинні підбиратися з умови, щоб частота власних коливань верстата з фундаментом на пружних елементах була в 2,5-5 рази менше частоти збурюючих сил.

В якості віброізоляційних засобів між верстатом і звичайним фундаментом або плитою цеху застосовуються прокладення у формі плит, циліндричних елементів або спеціальних черевиків. Підбір пружних елементів під верстати робиться зазвичай досвідченим шляхом.

Для розміщення фундаментних болтів і зниження тиску на фундамент до допустимих значень станини виконуються з фланцями (рис. 2.3, а). Якщо в цілях зменшення габаритів опорна поверхня станин розвивається всередину і болти розміщуються не зовні, а усередині станин, то в місцях установки болтів робляться кишені (рис. 2.3, б). Іноді для болтів передбачають лапи (рис. 2.3, в). Важкі верстати з великою шириною станини притягують до фундаменту не лише по периметру, але і в середній частині.

У токарних верстатах станини навантажуються складним – просторовим навантаженням, що викликає кручення станини і вигин в горизонтальній і вертикальною площинах. Конструкція станин значною мірою визначається необхідністю відведення великої кількості стружки, що потрапляє між тими, що направляють.



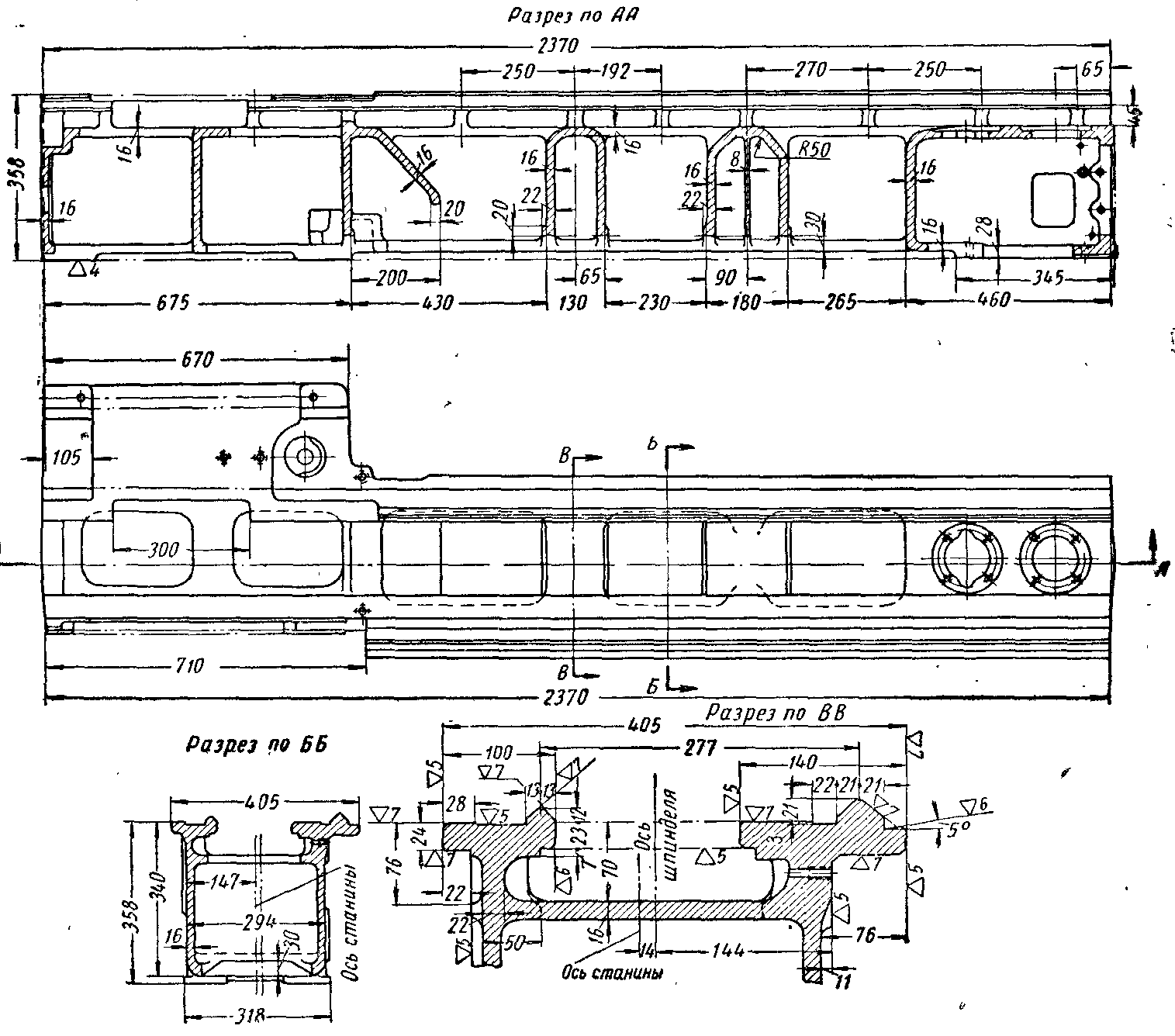
*Рисунок 2.3 – Фланці станин і кишені під фундаментні болти*

Станини легких і середніх токарних верстатів, що встановлюються на ніжках, як правило, виконують з двох стінок з перегородками (рис. 2.4). Зазвичай стінки мають Т-подібне, а перегородки Т- або П- подібний переріз. У нижній частині стінок, а також на рівні верхнього кінця перегородок є відбортовки, які істотно підвищують жорсткість стінок. Основні типи перегородок станин з двома стінками приведені в табл. 2.2. Відстань між перегородками вибирається приблизно рівною ширині станини. Нині у високопродуктивних верстатах зустрічаються станини, в яких стінки виконані подвійними, що дозволяє забезпечити необхідну жорсткість при більшій відстані між перегородками; при цьому полегшується відведення стружки (рис. 2.5, а).

*Таблиця 2.2 – Форма і розташування перегородок в станинах, що складаються з двох стінок*

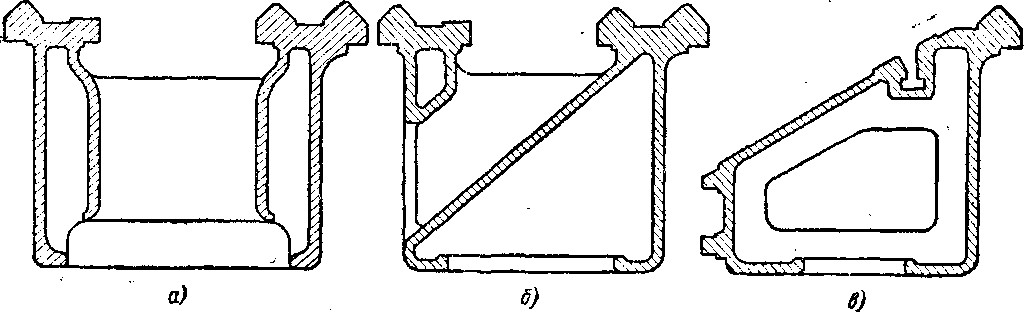
|  |  |
| --- | --- |
| Конструкція | Сфери застосування і характеристика |
|  | Має малу жорсткість; вважаючи на легкість виготовлення, використовується у верстатах, в яких жорсткість станини не грає питомої ролі (у легких верстатах для не навантаженого режиму) |
|  | Має середню жорсткість. Завдяки відносній легкості виготовлення є найбільш поширеною конструкцією головним чином в коротких верстатах токарного типу загального призначення |
|  | Має підвищену жорсткість, але складніше у виготовленні, ніж попередні конструкції. Застосовується при високих вимогах до жорсткості – у багаторізцевих і інших верстатах |
|  | Має підвищену жорсткість;і  може бути рекомендована для застосування в довгих верстатах. У виготовленні складніше, ніж станини з перегородками, перпендикулярними до стінок |

У високопродуктивних верстатах станини часто виконують з відведенням стружки на задню сторону верстата (рис. 2.5, б). Для цього станина додатково забезпечується похилою стінкою, а в задній стінці роблять вікна. У таких станинах зазвичай застосовуються П-подібні перегородки. З відведенням стружки на задню сторону верстата часто виконуються і станини суцільні по висоті. На ділянках станини під передньою бабкою і під задньою бабкою в її крайньому положенні, де стружка не потрапляє між тими, що направляють, станина забезпечується верхньою стінкою, що істотно підвищує її жорсткість.



*Рисунок 2.4 – Станина токарно-гвинторізного верстата мод. 1К62*

У верстатах середніх розмірів застосовують також станини замкнутого перерізу з похилою верхньою стінкою і розташуванням напрямних на різному рівні (рис. 2.5, в). Станини цього типу мають високу жорсткість, особливо на кручення, і забезпечують хороше відведення стружки. Проте в цьому випадку конструкції супортів виходять більш складними і вони мають гірший напрям. Рамні конструкції застосовують головним чином для багаторізцевих і копіювальних верстатів (рис. А1).



*а – з подвійними стінками; б – з похилою стінкою і вікнами в задній стінці; в – із замкнутим контуром*

*Рисунок 2.5 – Перерізи станин високопродуктивних верстатів*

У станинах токарних верстатів у зв'язку з великими поперечними навантаженнями особливо велику роль в загальному балансі пружних переміщень грає відгин тих, що направляють. Тому в токарних верстатах слід приділяти особливу увагу жорсткості з'єднання що направляють із стінками.

Станини важких токарних верстатів (рис. А2) виконують суцільними по висоті, з трьома або чотирма що направляють для передніх і задніх супортів. Кожна напрямна, як правило, підкріплюється двома стінками. Іноді додаткова стінка, що підтримує що направляє, робиться неповної висоти. Стружка зазвичай відводиться через спеціальні порожнини у фундаментах.

Довгі станини зазвичай виготовляють складеними.

Станини токарних верстатів можна виконувати зварними з тонкого (3-4 мм) або товстого листового матеріалу. Форми товстостінних зварних станин принципово тотожні формам литих. Тонкостінні зварні станини виконують коробчастого типу із замкнутим контуром поперечного перерізу (рис. А3).

*Станини подовжньо-фрезерних і поздовжньо-стругальних верстатів* є коробчастими відливаннями з тими, що направляють для переміщення столів і фланцями для кріплення стійок (рис. А4). Довжина станин вибирається зазвичай декілька перевищує подвійну довжину столу.

Станини виконують з двома або декількома подовжніми стінками і, як правило, з верхньою стінкою. У невеликих верстатах з двома напрямними станини мають дві подовжні стінки, у важких верстатах – три і більше (до 6) стінок. При цьому кожна напрямна підтримується зазвичай двома стінками. У зоні кріплення стійок бічні стінки зазвичай посилюють ребрами і перегородками. Станини розділяються поперечними перегородками на відсіки, які використовують для розташування механізмів приводу, в якості резервуарів для рідини, що охолоджує, і масла і т. п. В особливо важких верстатах станини для підвищення жорсткості забезпечують діагональними перегородками. У зв'язку з необхідністю розміщення механізмів приводу на частини довжини станини верхня стінка відсутня або дещо опущена.

*Станини вертикальних безконсольно-фрезерних верстатів* аналогічні станинам подовжньо-фрезерних. Столи вертикальних безконсольно-фрезерних верстатів мають можливість переміщатися по двох взаємно-перпендикулярних напрямах, а тому станини цих верстатів мають дещо меншу висоту, чим подовжньо-фрезерні. Верхню стінку, зазвичай глибоко увігнуту для розміщення механізму, приводу столу, на деяких ділянках роблять нахиленої для стоку емульсії і сходу стружки, що потрапила між напрямними.

*Горизонтально-розточувальні верстати* з діаметром шпинделя до 100– 125 мм, призначені для обробки відносно легенів і середніх деталей, виконують із станиною, загальною для столу, передньою і задньою стійок.

Верстати з діаметром шпинделя від 100 до 200 мм, призначені для обробки середніх і великих виробів, зазвичай виконують із станиною, що складається з двох частин : із станини передньої стійки (рис. 10) і станини столу, або з трьох частин – з додатковою станиною для задньої стійки.

У важких верстатах, призначених для обробки особливо великих виробів, станина складається з двох частин – власне станини, по якій переміщається стійка, і плити, на якій встановлюється нерухома оброблювана деталь. Станини зазвичай виконують з декількох подовжніх стінок з жорсткою системою ребер і широкою направляючою. Незважаючи на великі навантаження, діючі на станини, особливо на станини, по яких переміщаються стійки, висота станин робиться порівняно невеликою, оскільки на розточувальних верстатах, як правило, обробляють вироби значної висоти. Необхідна жорсткість станин забезпечується за рахунок спільної роботи станин з фундаментами.

*Координатно-розточувальні верстати* випускають одностоєчними і портального типу. Станини одностоєчних верстатів, як правило, нижче, ніж станини портальних верстатів, у яких стіл переміщається в одному напрямі, і мають меншу жорсткість.

У зв'язку з особливо високими вимогами до точності координатно-розточувальних верстатів їх бажано встановлювати на три точки. Завдяки цьому зменшуються температурні деформації станин і деформації станин від просідання фундаменту. Проте при цьому фундамент не працює спільно із станиною і до жорсткості станин пред'являються підвищені вимоги.

Зазвичай станини координатно-розточувальних верстатів виконуються з декількох стінок з жорсткою системою перегородок, що зв'язують опорні точки. Необхідна жорсткість станин забезпечується за рахунок виконання станин максимально можливої висоти і досить широкими.

*Шліфувальні верстати* характерні відносно малими навантаженнями, і власні пружні деформації станин невеликі. Конструкція станин підкоряється – вимогам зменшення температурних деформацій і деформацій від залишкових напружень.

З умов розміщення механізмів, резервуарів для охолоджувальної рідини і мастила, а також з умов вібростійкості станини виробляються суцільними за висотою з перпендикулярними перегородками та зазвичай з нижньою стінкою в частині відсіків.

***2.1.2 Початкові положення розрахунку на жорсткість***

Основним критерієм працездатності станин є жорсткість, яку можна характеризувати величиною переміщення інструменту відносно виробу в результаті деформацій станин при заданій силі.

Специфіка розрахунку горизонтальних станин обумовлюється конструкцією станин, як правило, що складаються з подовжніх стінок з перегородками, що примушують стінки працювати спільно, а також спільною роботою станин з фундаментами.

При розрахунках на жорсткість станини слід було б розглядати як тонкостінні системи під дією розподіленого за деяким законом просторового навантаження від взаємодії із зв'язаними деталями. Закон розподілу навантаження і величини деформацій можуть бути визначені лише після рішення задачі про деформації усієї системи верстата, що несе, як єдиного цілого з урахуванням контактних деформацій в стиках і власних деформацій. Абсолютно очевидно, що отримати точне рішення такої задачі нині не представляється можливим.

Оскільки дійсний закон розподілу тисків від взаємодії станини з іншими деталями і з фундаментами залишається невизначеними, необхідно прийняти деякі допущення відносно цього закону. Доцільно прийняти і спрощену схему розрахунку. Найбільш просте рішення можна отримати, якщо розглядати станини як однорідні бруси постійної жорсткості, одержуючі такі ж максимальні пружні переміщення, як рамні станини при однакових приватних видах навантаження, близьких до реальних. Розрахувавши станину при якомусь приватному виді вантаження як статично невизначну тонкостінну систему і прирівнявши максимальні пружні переміщення станини – рами і бруса постійного поперечного перерізу, можна визначити приведену жорсткість станини, а потім деформації станини при вантаженні, відповідному навантаженню її в працюючому, верстаті. За такою схемою і побудований технічний розрахунок станин

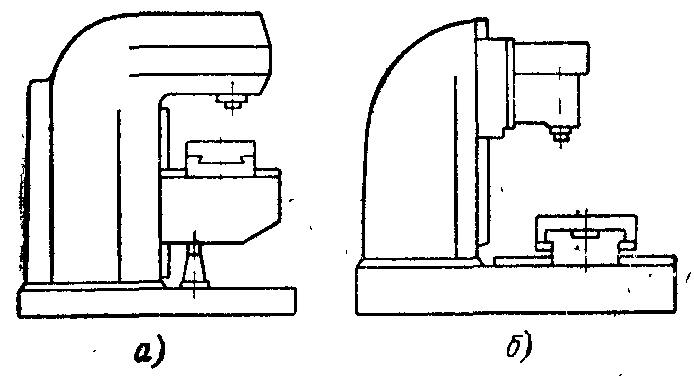
Оскільки навантаження на станини зазвичай передається на ділянках, довжина яких, як правило, більше відстані між перегородками, місцеві деформації стінок на цих ділянках істотного впливу на загальну картину деформації не роблять. Прийнятність розрахунків за пропонованою схемою і передумов, на яких заснований розрахунок станин як рам (див. нижче), підтверджується порівнянням результатів розрахунків і експериментів.

**2.2 Стійки (вертикальні станини)**

***2.2.1 Загальні відомості про конструкції вертикальних станин***

Стійки, як елементи системи, що несе, зазвичай застосовуються у верстатах, в яких потрібні вертикальні відносні переміщення інструменту і виробу. Основне застосування стійки мають у вертикальних верстатах, т. е. у верстатах з вертикальними шпинделями або вертикальним ходом повзунів, а також в горизонтально-розточувальних верстатах. Вертикальні верстати мають менші габарити в плані і представляють значні переваги з точки зору зручності обробки для великої групи деталей, в яких по технологічному процесу вісь шпинделя або хід повзуна мають бути перпендикулярна до основної базової поверхні деталі.

Стійки можуть виконуватися: несучі вузли інструменту (шпиндель, голівки, супорти) і вузли оброблюваних деталей (консолі, кронштейни, столи) – в консольних верстатах (рис. 2.6, а); несучі тільки вузли інструменту – у безконсольних верстатах (рис. 2.6, б).



*Рисунок 2.6 – Консольний (а) і безконсольний (б) верстати*

Безконсольні конструкції як жорсткіші зручні для обробки важких деталей і для роботи у крупносерійному і масовому виробництвах. Для обробки легких і середніх деталей в індивідуальному і серійних виробництвах застосовуються консольні конструкції.

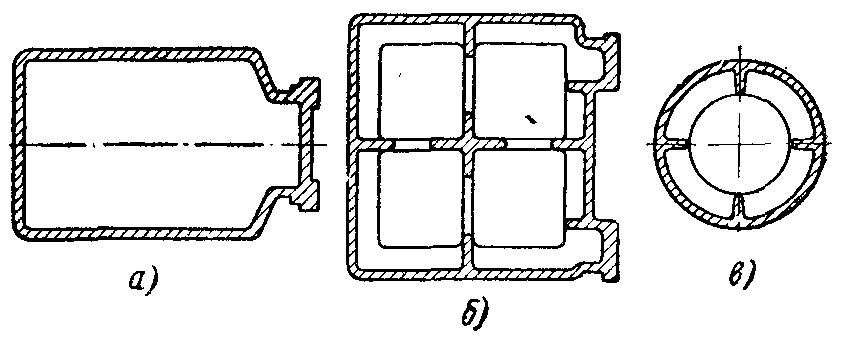
Стійки консольних верстатів зазвичай встановлюються на плити і притягуються до них гвинтами. Стійки безконсольних верстатів кріпляться до станин. Стійки невеликих верстатів, що вимагають невеликої опорної поверхні, іноді (головним чином за кордоном) робляться за одно ціле з плитами. У верстатах для обробки особливо важких виробів і в деяких зуборізних верстатах стійки переміщаються по тих, що направляють.

Стійки одностоєчних верстатів за умовами вантаження розділяються на наступні: навантажувані силами в площині симетрії (стійки верстатів типу свердлувальних); навантажувані просторовим навантаженням (стійки фрезерних, розточувальних і інших верстатів).

Стійки, навантажувані в площині симетрії, виконуються коробчатими з перерізами, витягнутими в площині навантаження, і мають підвищену жорсткість на вигин в цій площині (рис. 2.7, а).

Стійки, що піддаються складному вантаженню, виконуються коробчатими з контуром, близьким до квадрата, і мають підвищену жорсткість на кручення (рис. 2.7, б).

При невеликих навантаженнях, а також в тих випадках, коли Має бути забезпечена можливість повороту відносно осі стійки елементів, розташованих на стійці, застосовуються круглі кільцеві колони (рис. 2.7, в).

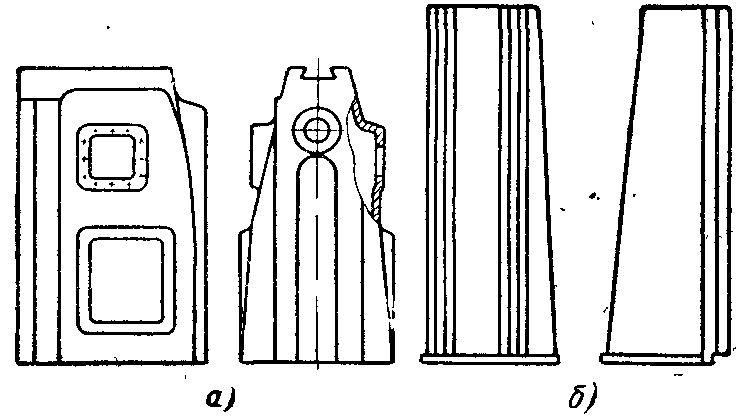


*Рисунок 2.7 – Перерізи стійок одностоєчних верстатів*

Зазвичай стійки робляться такими, що розширюються донизу, хоч би в одній площині. Така зміна перерізу стійок по висоті обумовлена характером зміни моментів, що вигинають, які у більшості верстатів збільшуються до основи стійок, а також умовами підвищення стійкості і архітектурними міркуваннями (рис. 2.8 а, б).

Стінки стійок з внутрішньої сторони підкріплюються ребрами – поперечними (перпендикулярними до осі стійки) і подовжніми. Поверхні стінок між ребрами не повинні перевершувати 400×400 мм щоб уникнути коливань стінок як діафрагм.

У стійках, що несуть важкі рухливі вузли, має бути передбачене місце для розміщення вантажів, що урівноважують вагу рухливих вузлів. Для напряму вантажів подовжні ребра роблять більшої висоти, чим поперечні (рис. 2.9).



*Рисунок 2.8 – Стійки змінного перерізу*

Стійки значної висоти, схильні до дії великих поперечних сил, що скручують, повинні по можливості забезпечуватися перегородками щоб уникнути спотворення контуру поперечного перерізу і істотного пониження жорсткості (див. нижче). При цьому іноді виявляється необхідним розміщення противаг зовні верстата.

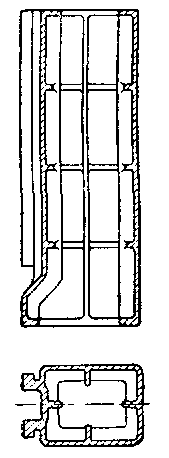
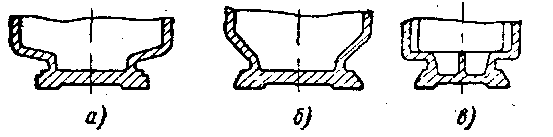


Рисунок 2.9 – Стійка з поперечними і подовжніми ребрами

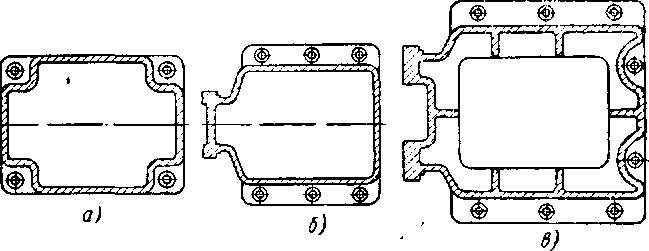
Для монтажу електродвигунів, електроапаратури і окремих механізмів верстата стійки доводиться робити з вікнами (рис. 2.8, а). Ширина вікон по можливості не повинна перевищувати 0,7*В*, а довжина (вимірювана уздовж осі стійки) – (1,0-1,2)*В*, де В – ширина відповідної стінки стійки. По можливості вікна слід закривати достатньо жорсткими кришками, що притягуються гвинтами, або замінювати нішами.

Оскільки у балансі пружних переміщень верстатів значну роль грають відгини тих, що направляють, то жорсткості з'єднання що направляють з основним контуром перерізу стійок слід приділяти особливу увагу. Ширина тих, що направляють часто приймається меншою, ніж ширина перерізу стійки, і напрямні з'єднуються з основним контуром перерізу перехідними стінками – похилими або перпендикулярними до площини тих, що направляють (рис. 2.10, а-в); місцеві деформації тих, що направляють тим менше, чим більше відстань між цими перехідними стінками. Щоб уникнути місцевої деформації стінка з тими, що направляють підкріплюється спеціальними ребрами (рис. 2.10, в).



*Рисунок 2.10 –* Сполучення тих, що направляють і стінок

Стійки зазвичай робляться суцільними. Однак, якщо в частині стійки розміщуються які-небудь механізми і потрібні складні розточування, то стійки з технологічних міркувань доводиться робити роз'ємними. Конструкції приєднань стійок до плит і з'єднання частин стійок між собою показані на рис. 2.11, а-в.

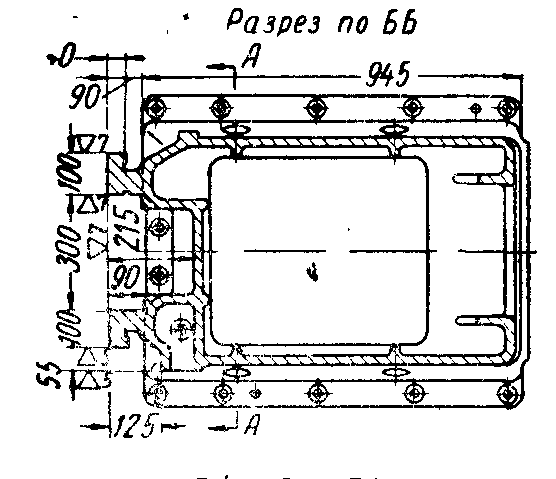
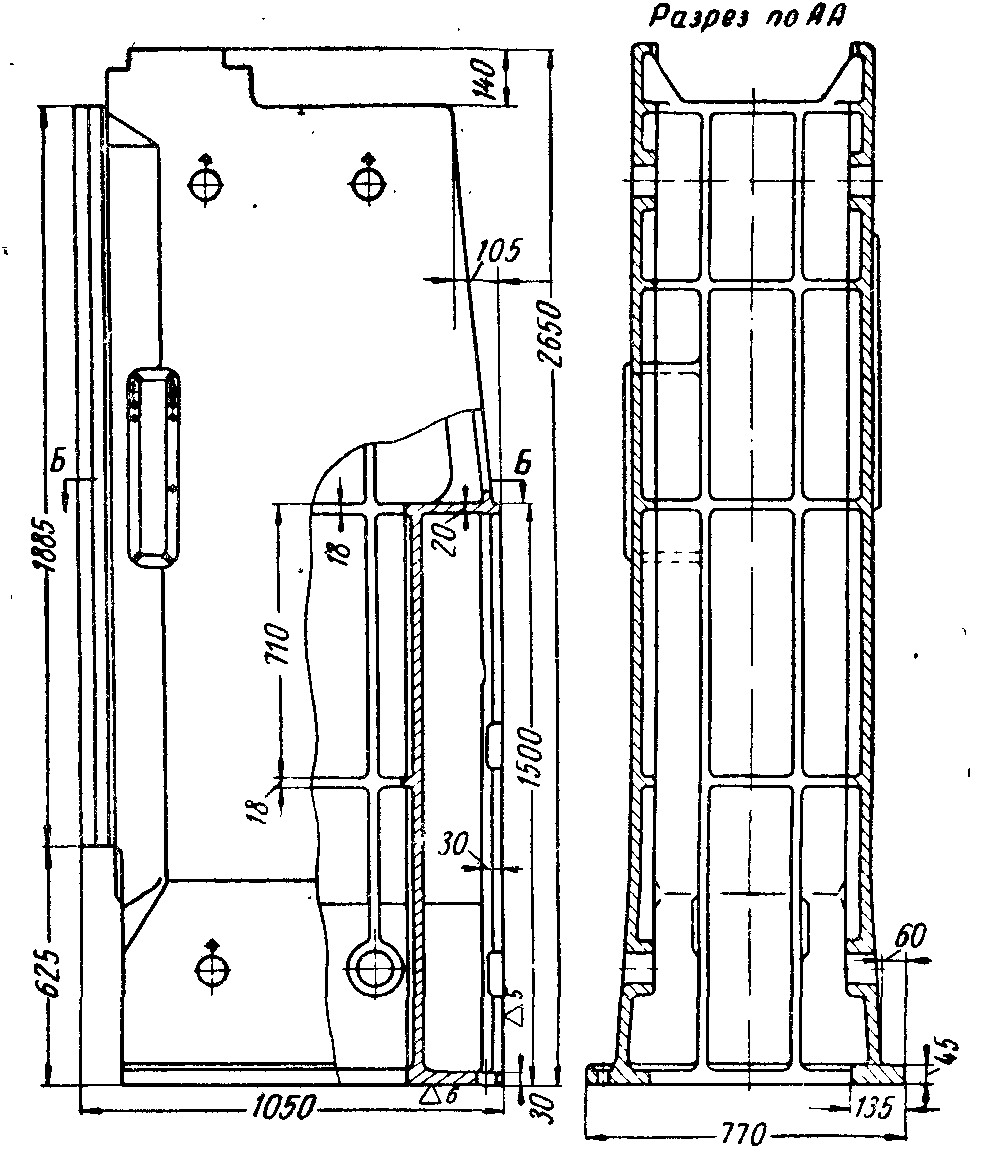


*Рисунок 2.11 – Кріплення стійок*

*Свердлувальні верстати настільного типу* виконуються, як правило, з круглою колоною. Стійки свердлувальних верстатів середніх розмірів, призначених для використання в серійному виробництві, виконуються коробчастими. Стійки верстатів, призначених для ремонтних робіт, виконуються складеними – коробчастими у верхній частині і у вигляді круглої колони в нижній, що дозволяє при необхідності швидко відводити стіл і свердлити отвори у великих деталях, що встановлюються безпосередньо на плиті.

Для найбільш важких свердлувальних робіт застосовуються верстати портального типу.

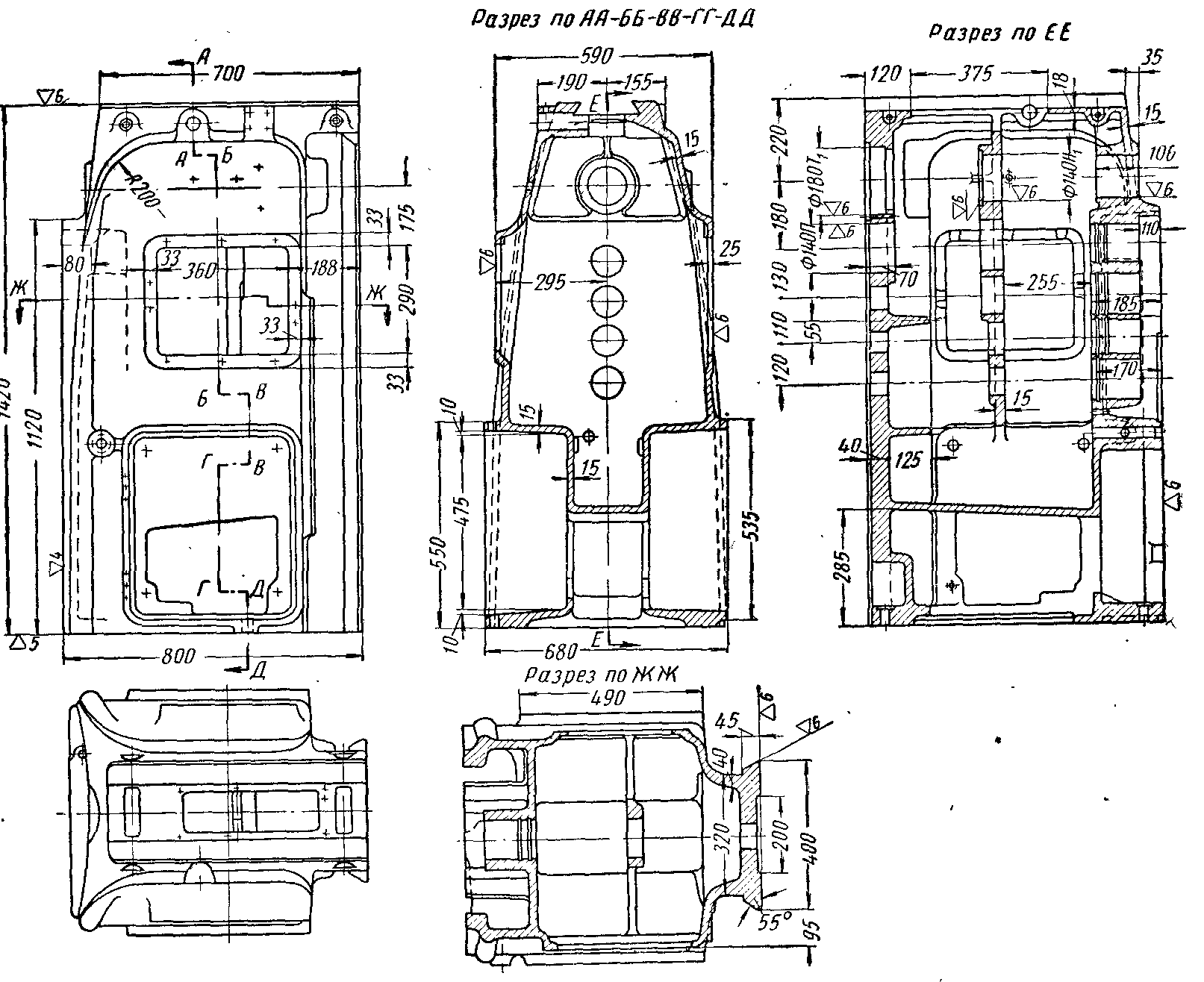
*Стійки агрегатних свердлильних* і розточувальних верстатів нормалізовані. Ці стійки (рис. 2.12) зазвичай мають коробчасту форму з виїмкою між тими, що направляють для розміщення циліндра подачі. Крім того, в агрегатних верстатах застосовуються стійки спеціального виконання, наприклад, з тими, що похилими направляють для свердління і розточування отворів у блоках циліндрів двигунів *V*-подібних, стійки з широкими вікнами для проходу горизонтальної голівки і т.і.



*Рисунок 2.12 – Стійка агрегатного верстата*

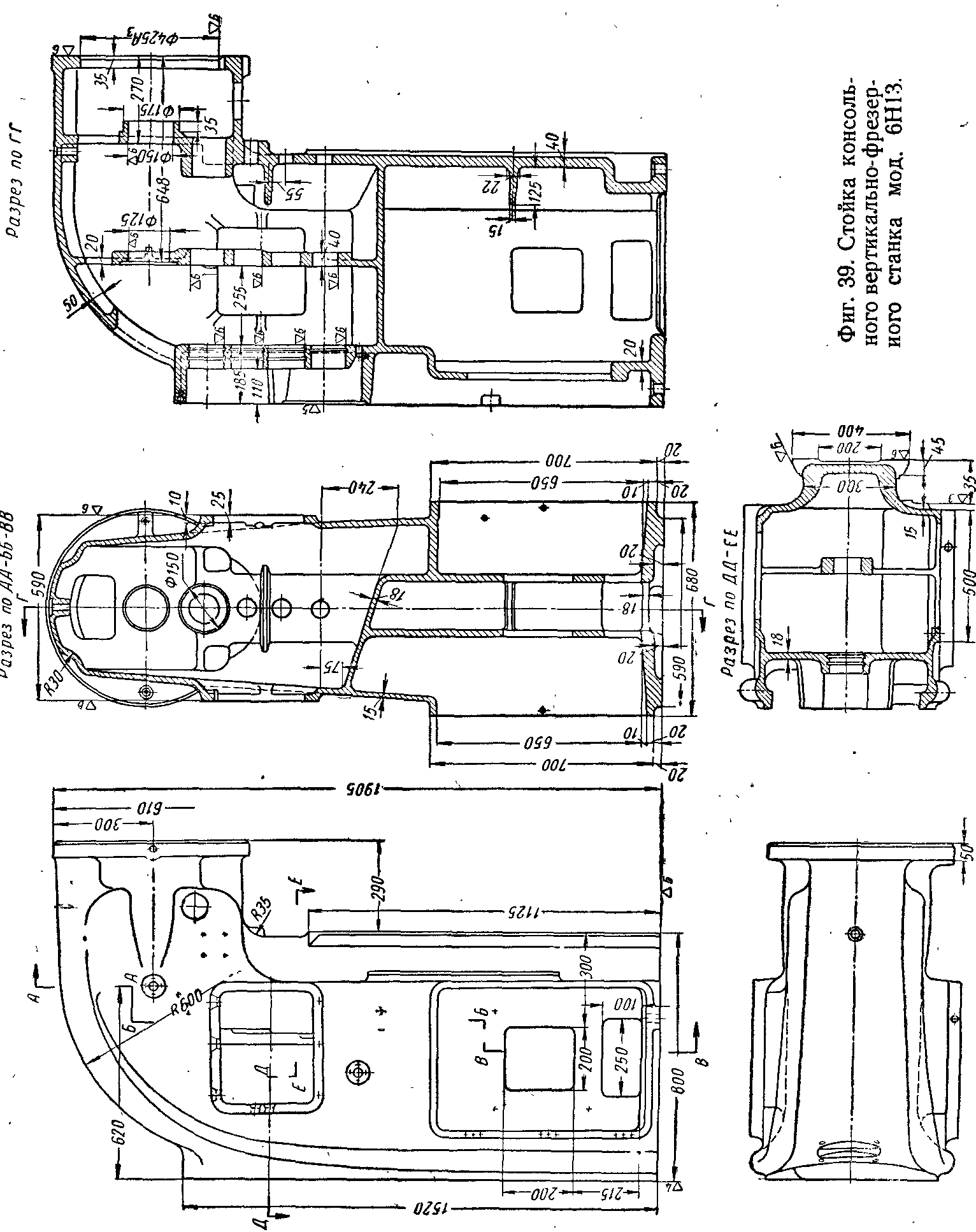
*Стійки радіально-свердлувальних верстатів* виконуються круглими і охоплюються гільзами, які обертаються разом з рукавами і служать такими, що направляють для вертикального переміщення рукавів. Така конструкція забезпечує необхідну жорсткість системи і постійність кутів нахилу від пружних деформацій системи при будь-якому положенні рукава по висоті. Конструкції, в яких гільза виконується за одно ціле з рукавом і переміщається у вертикальному напрямі по відкритій колоні, мають значно менше поширення (поширені, головним чином, в Англії). У цих конструкціях деформації колон при свердлінні отворів у високих виробах більше, ніж в низьких. Крім того, в таких верстатах реакції в опорах гільзи і, отже, деформації в опорах і їх вплив на точність обробки більші, ніж у верстатах, виконаних за найбільш поширеною схемою.

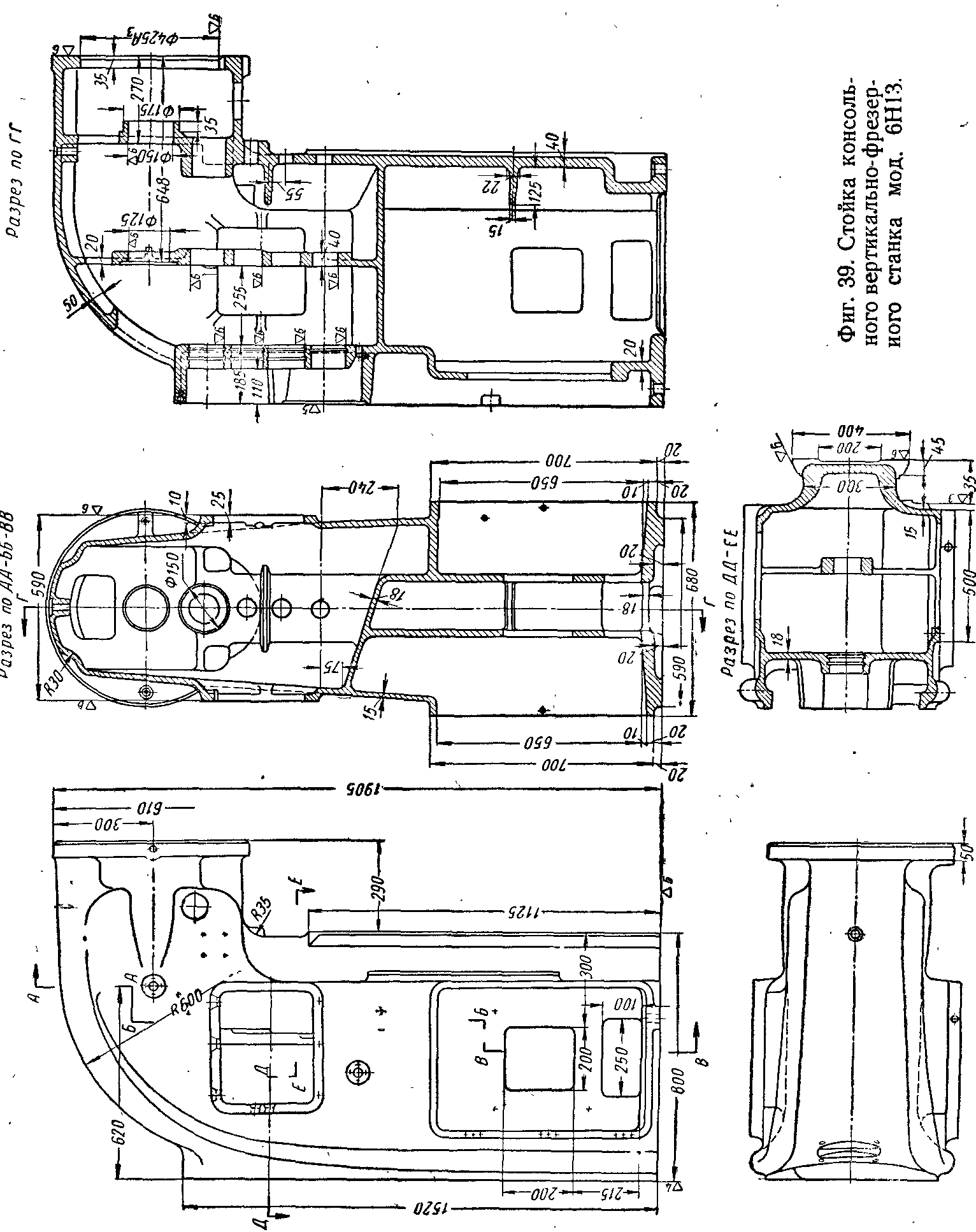
*Стійки консольних горизонтально-фрезерних верстатів* (рис. 2.13) характерні тим, що в них вбудовані шпинделі, а також, як правило, коробки швидкостей і електродвигуни. Для підтримки кінця фрезерного оправляння служать хобот або циліндричні качалки, і діючі сили передаються на стійку через опори шпинделя, що направляють хобота і направляючі консолі. При важких роботах консоль зв'язується з хоботом за допомогою підтримки. Стійки виконуються коробчастого перерізу з вертикальною перегородкою, в якій розміщуються опори валів коробки швидкостей. Верхня частина стійки, в якій монтується коробка швидкостей, зазвичай відділяється від нижньої частини горизонтальною перегородкою, що має коритоподібну форму і з метою формування резервуару для мастила. У верхній частині стійки є вікна для монтажу коробки швидкостей, в нижній – для електроустаткування. Стійки горизонтально-фрезерних верстатів зазвичай розширюються донизу в площині, перпендикулярній до осі шпинделя.



*Рисунок 2.13 – Стійка консольно-горизонтально фрезерного верстата мод. 6Н83*

*Стійки консольних вертикально-фрезерних верстатів* (рис. 2.14) аналогічні стійкам горизонтальних верстатів. Вони виконуються Г-подібними або – при необхідності повороту осі шпинделя – з прямою віссю і напрямною для установки фрезерної голівки. Стійки широко універсальних верстатів виконуються з тими, що горизонтальними направляють для універсальних голівок.

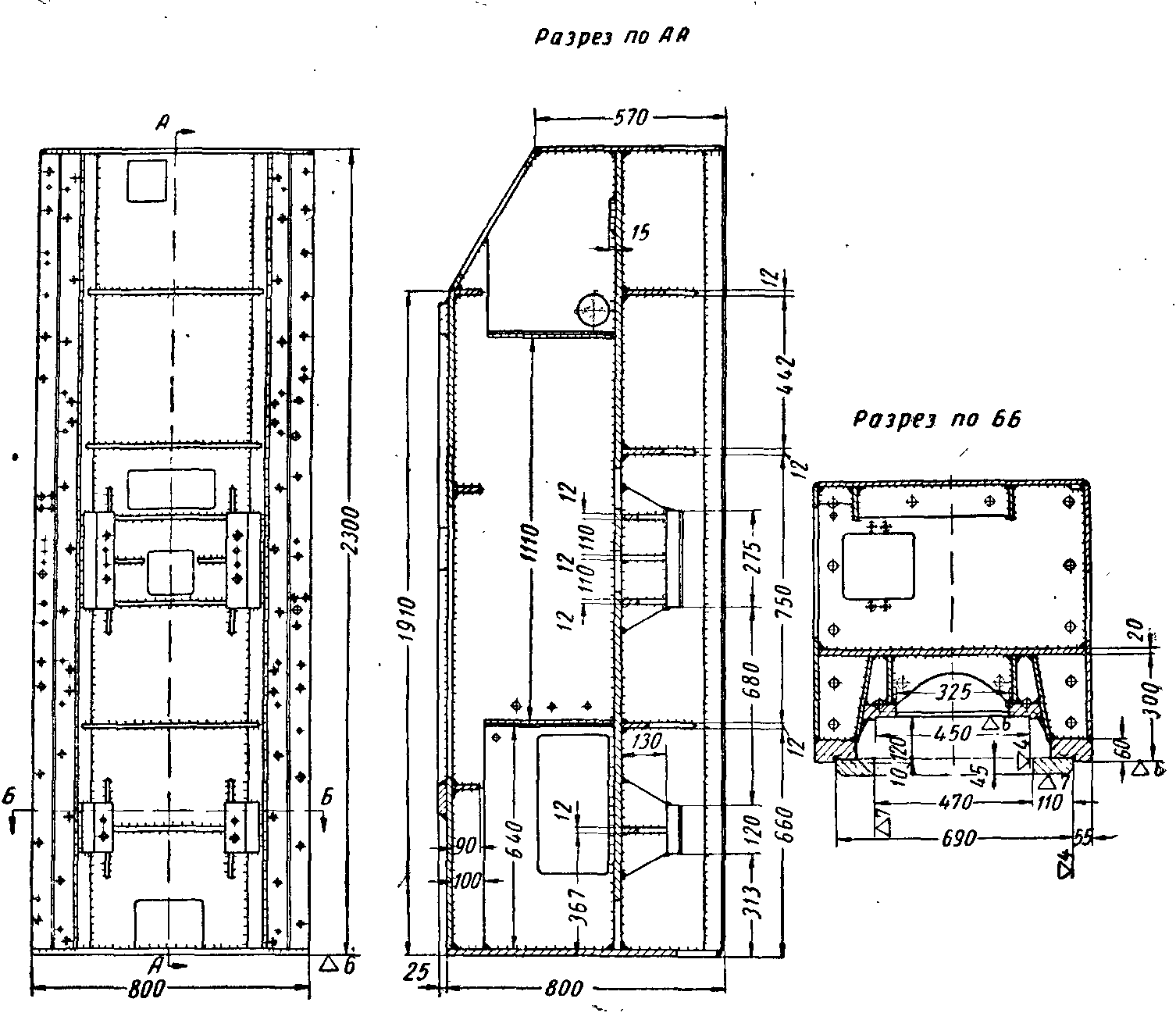




*Рисунок 2.14 – Стійка консольного вертикально-фрезерного верстата мод. 6Н13*

*Стійки безконсольних фрезерних верстатів* мають просту форму і одну систему тих, що направляють. Перерізи стійок трохи розширюються донизу. Стійки верстатів з горизонтальним шпинделем кріпляться до станини бічною поверхнею; стійки верстатів з вертикальним шпинделем зазвичай встановлюються на станині і кріпляться по торцю. Стійки горизонтально-розточувальних верстатів, призначених для обробки легких і середніх деталей, робляться нерухомими, а для обробки важких деталей– переміщуваними по тих, що направляють. За відсутності досить жорстких перегородок контур перерізу стійок під дією сил різання спотворюється. При цьому роль пружних переміщень стійок в загальному балансі пружних переміщень верстата опиняється дуже істотною. Стійки сучасних розточувальних верстатів робляться з жорсткими перегородками або поперечними ребрами.

*Стійки вертикально-протяжних верстатів* (рис. 2.15) виконуються з перерізом, близьким до квадратного, зазвичай постійним по усій висоті станини. Внаслідок простої конфігурації велике розпоширення отримали зварні конструкції стійок. Усередині стійок зазвичай розміщується гідроустаткування, між напрямними – кронштейн для кріплення циліндра.



*Рисунок 2.15 – Стойка вертикально-протяжного верстата мод. МА-1*

***2.2.2 Початкові положення розрахунку на жорсткість***

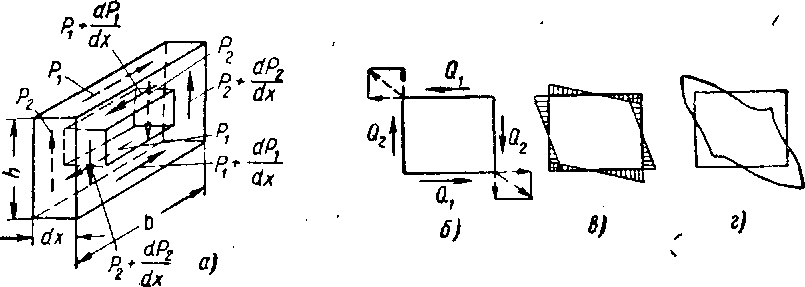
Основним критерієм працездатності стійок, як і інших базових деталей, являється жорсткість, яку можна характеризувати величиною переміщення інструменту відносно виробу в результаті деформацій стійок при заданій силі. До жорсткості стійок пред'являються особливо високі вимоги, оскільки стійки зазвичай знаходяться в умовах складного вантаження з великими моментами, що крутять і вигинають, і працюють як консолі без підтримки по довжині з боку фундаменту. Оскільки довжина стійок, що деформується, відносно невелика, то на деформації стійок істотний вплив чинить дотична напруга. Окрім підвищеної ролі дотичної напруги особливості роботи стійок з точки зору опору матеріалів обумовлюються спотворенням контуру перерізу, наявністю поперечних і подовжніх ребер, перегородок, що направляють і т. п. конструктивних елементів.

При розрахунках на жорсткість стійки металорізальних верстатів можна розглядати як консольні балки із замкнутим тонкостінним контуром поперечного перерізу, зазвичай за формою близьким до прямокутного.

Силові чинники, діючі по тих, що направляють стійки від сил різання, викликають місцеві деформації стінок під тими, що направляють і загальні деформації стійки. Для оцінки загальних деформацій силові чинники слід розглядати діючими в площині стінок. Від цих силових чинників стійки випробовують вигин і кручення (для балок симетричних перерізів можна вважати, що деформації кручення викликаються кососиметричною складовою навантаження). Оскільки перерізи стійок біля основи, а також перерізи, в яких є перегородки, не можуть вільно депланувати (тобто точки перерізу не можуть вільно виходити зі своєї площини), те кручення стійок є обмеженим. Відомо, що при обмеженому крученні елементів замкнутого перерізу має місце спотворення контуру перерізу.

Для того, щоб з'ясувати причини, що викликають спотворення форми перерізу при обмеженому крученні замкнутих профілів, розглянемо рівновагу елементарної рамки, завтовшки , вирізаною з тонкостінної балки прямокутного перерізу двома площинами, перпендикулярними до осі (рис. 2.16, а). Якщо при вільному крученні дотична напруга в перерізах і рівні, то при обмеженому крученні вони відрізняються на величину З умові рівноваги елементу рівнодійні дотичної напруги, діючої на обоє вертикальні або на обидві горизонтальні стінки, мають бути рівні за величиною, і має бути справедлива рівність

де і – сили, що доводяться на одиницю довжини балки і деформують контур.



*Рисунок* 2.16 *– Схеми вантаження і деформацій елементу тонкостінної балки при обмеженому крученні*

Таким чином, при обмеженому крученні стінки елементарної рамки виявляються навантаженими системою сил, представленою на рис. 2.16, б. Під дією цього навантаження в рамці виникає момент (епюра моменту, що вигинає, приведена на рис. 2.16, в), що вигинає, і рамка деформується (рис. 2.16, г). Так само спотворюється і переріз тонкостінного профілю при обмеженому крученні.

Вплив спотворення контуру на загальну жорсткість стійок залежно від характеру додатка навантаження і конструктивного оформлення стійок може бути різним і для стійок більшості верстатів (свердлувальних, консольних і безконсольних фрезерних, агрегатних і т. п.) відносно невелике. Тому при технічному розрахунку 1 стійки пропонується розраховувати як бруси постійної приведеної жорсткості. На специфіку роботи тонкостінних конструкцій в тих випадках, коли вона чинить значний вплив на величини пружних переміщень стійок (наприклад, для стійок розточувальних верстатів), зважає введенням відповідних поправок, отриманих з безпосереднього розгляду деформацій стійок як тонкостінних елементів.

***2.2.3 Визначення приведеної жорсткості стійок***

Розрахункова жорсткість стійок на вигин і кручення приймається рівній жорсткості тонкостінних брусів відповідного поперечного перерізу, що знаходяться в умовах чистого вигину і кручення. Вплив конструктивних чинників – ребер, вікон, перегородок, а також вплив спотворення контуру поперечного перерізу, вплив напруги зрушення на переміщення при вигині і т. п. враховується відповідними поправками. Як вже вказувалося, величина цих поправок визначається з розрахунку стійок як тонкостінних систем. При цьому приймаються наступні допущення:

1. Власна жорсткість стінок на кручення і вигин в площині меншої жорсткості нехтує мала. Нормальна і дотична напруга в подовжніх і поперечних перерізах по товщині стінок розподіляється рівномірно.

2. Дотична напруга уздовж стінок розподіляється рівномірно; на вільних торцях окремих, стінок рівнодійні дотичної напруги дорівнюють нулю.

3. Нормальна напруга по висоті перерізу стінок розподіляється за лінійним законом, а дотична напруга від вигину – по параболічному.

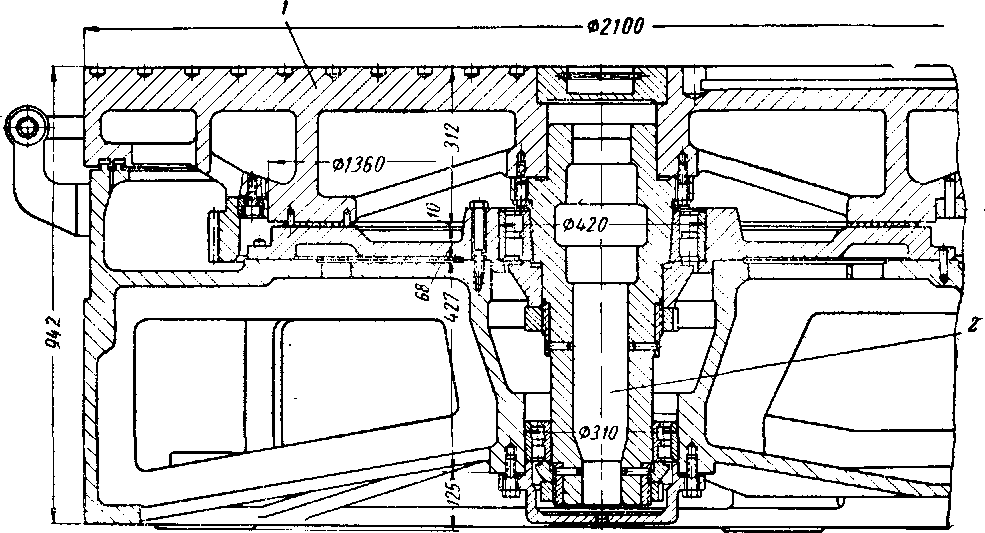
Застосовність рішень, отриманих на основі вказаних передумов для розрахунку стійок металорізальних верстатів, підтверджується порівнянням результатів розрахунків з результатами експериментів і розрахунків за точнішим формулам.

**2.3 Планшайби (круглі столи) та напрямні кругового руху**

***2.3.1 Загальні відомості по конструкціях***

*Планшайби.* Планшайби з горизонтальною віссю (токарних та лоботокарних верстатів), у тому числі планшайби великих діаметрів – до 4 м, виконуються без напрямних і підтримуються тільки шпинделями. При великих діаметрах планшайб шпинделі повинні виконуватися істотно підвищених розмірів.

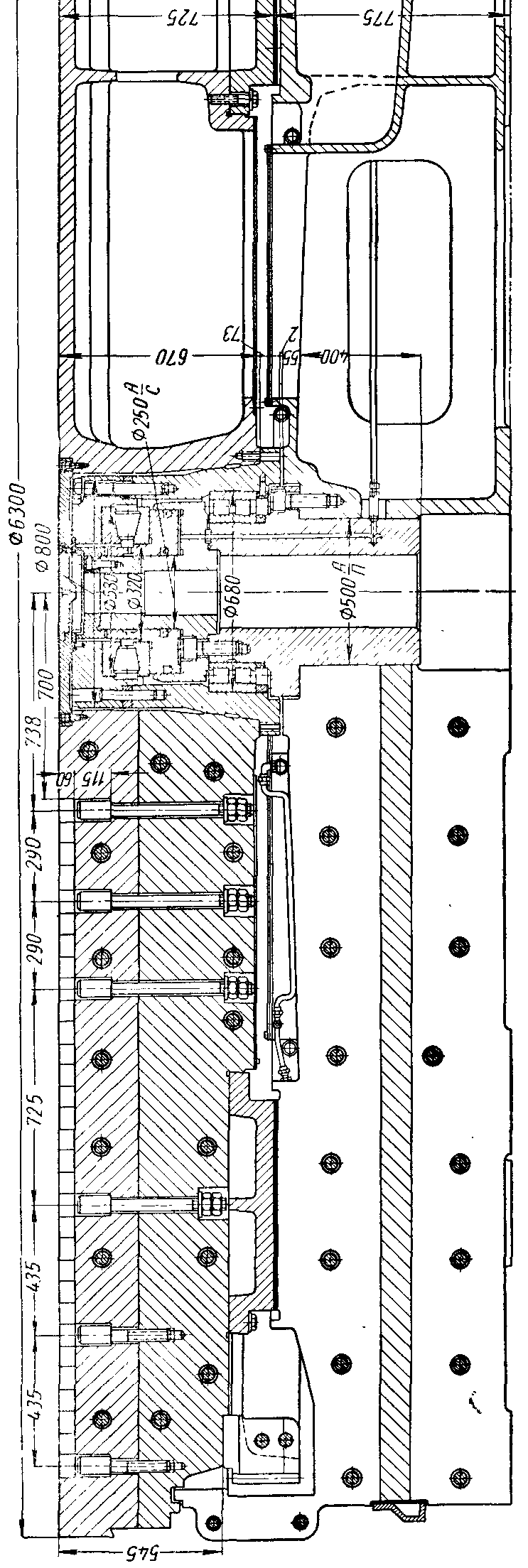
Круглі столи і планшайби з вертикальною віссю (карусельних, зуборізних, плоскошліфувальних і інших верстатів), як правило, виконуються з тими, що направляють. Планшайби з тими, що направляють зазвичай працюють у поєднанні з шпинделями або нерухомими шпильками. У верстатів, призначених для обробки високих деталей, у яких сили різання прикладені на великій відстані від площини планшайби, застосовуються довгі шпинделі (рис. 2.17). У верстатів, призначених для обробки низьких деталей, а також у великих верстатів« застосовую ця короткі шпинделі або нерухомі шпильки (рис. 2.18). Круглих поворотних столів з настановним обертальним рухом виконуються без шпинделя. Планшайби невеликих діаметрів (до 1000 мм) і поворотні столи з настановним обертальним рухом зазвичай виконуються суцільними по висоті, з ребрами. Планшайби більших верстатів виконуються коробчастими і забезпечуються ребрами (рис. 2.19).



*1 – планшайба; 2 – шпиндель*

*Рисунок 2.17 – Стіл карусельного верстата мод. 1553*

Обребрення планшайб має велике значення. Планшайби виконуються з радіальними ребрами, і, як правило, з кільцевим ребром над тією, що направляє. Великі планшайби з двома направляють мають два кільцеві ребра (рис. 2.20). Планшайби без кільцевого ребра мають знижену жорсткість в зоні тих, що направляють.



*Рисунок 2.18 – Планшайба карусельного верстата мод. 1563*

Планшайби діаметром до 5-7 м виконуються цілісними (рис. 2.19), при великих діаметрах – складеними (рис. 2.20) з двох або чотирьох частин. У верстатах (в основному карусельних) для обробки деталей великих діаметрів – більше 9 м – застосовуються по дві \_ планшайби, з яких зовнішня – кільцева.

Середні співвідношення основних розмірів планшайб наступні:

для планшайб діаметром до 3 м

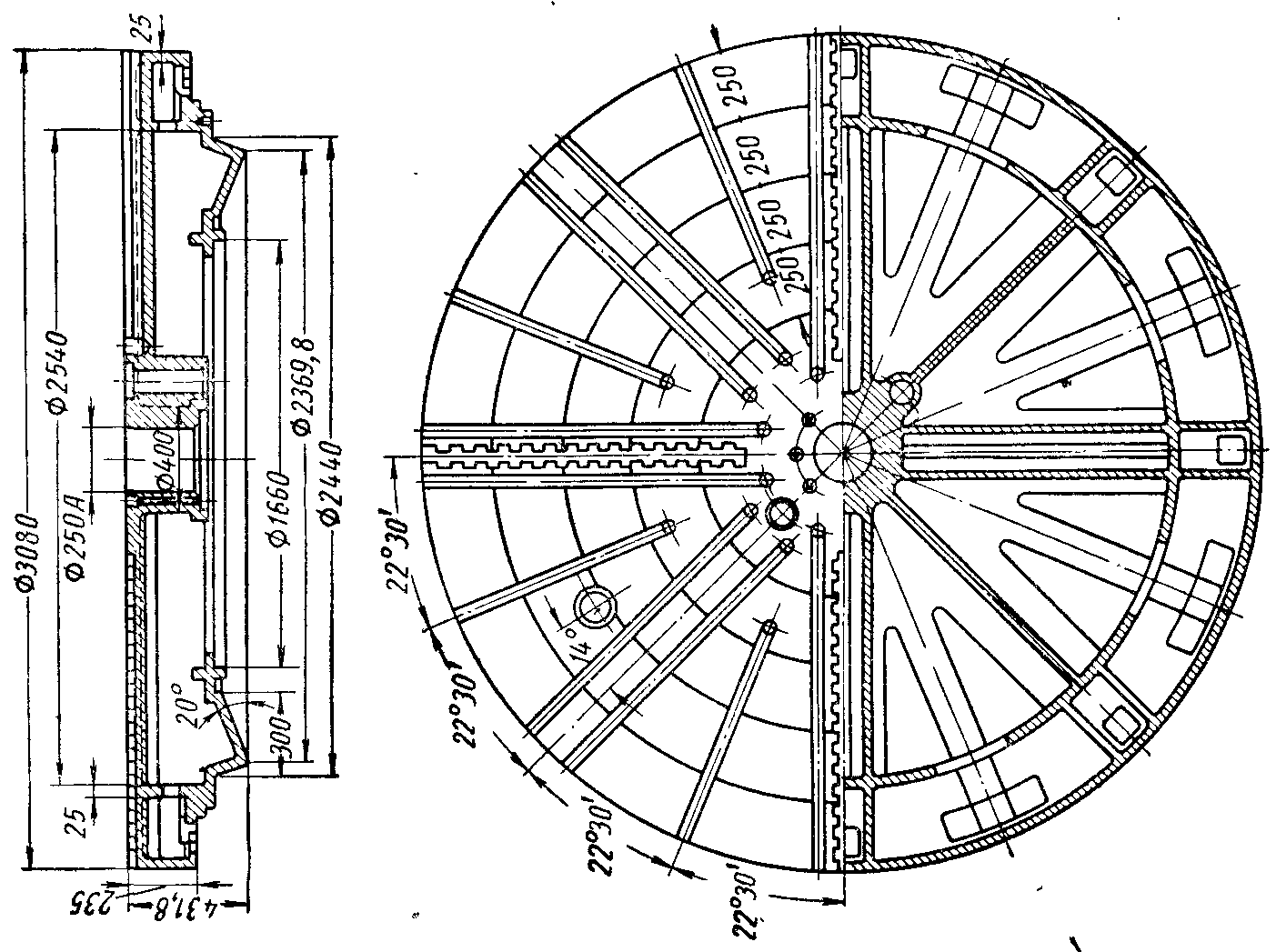
для планшайб діаметром від 3 до 7 м

для планшайб діаметром зверху

де – висота планшайби (без напрямних); – зовнішній діаметр;  
 – товщина стінок (середня); – діаметр отвору шпинделя.

По мірі вдосконалення ливарної технології товщину стінок доцільно дещо зменшувати.

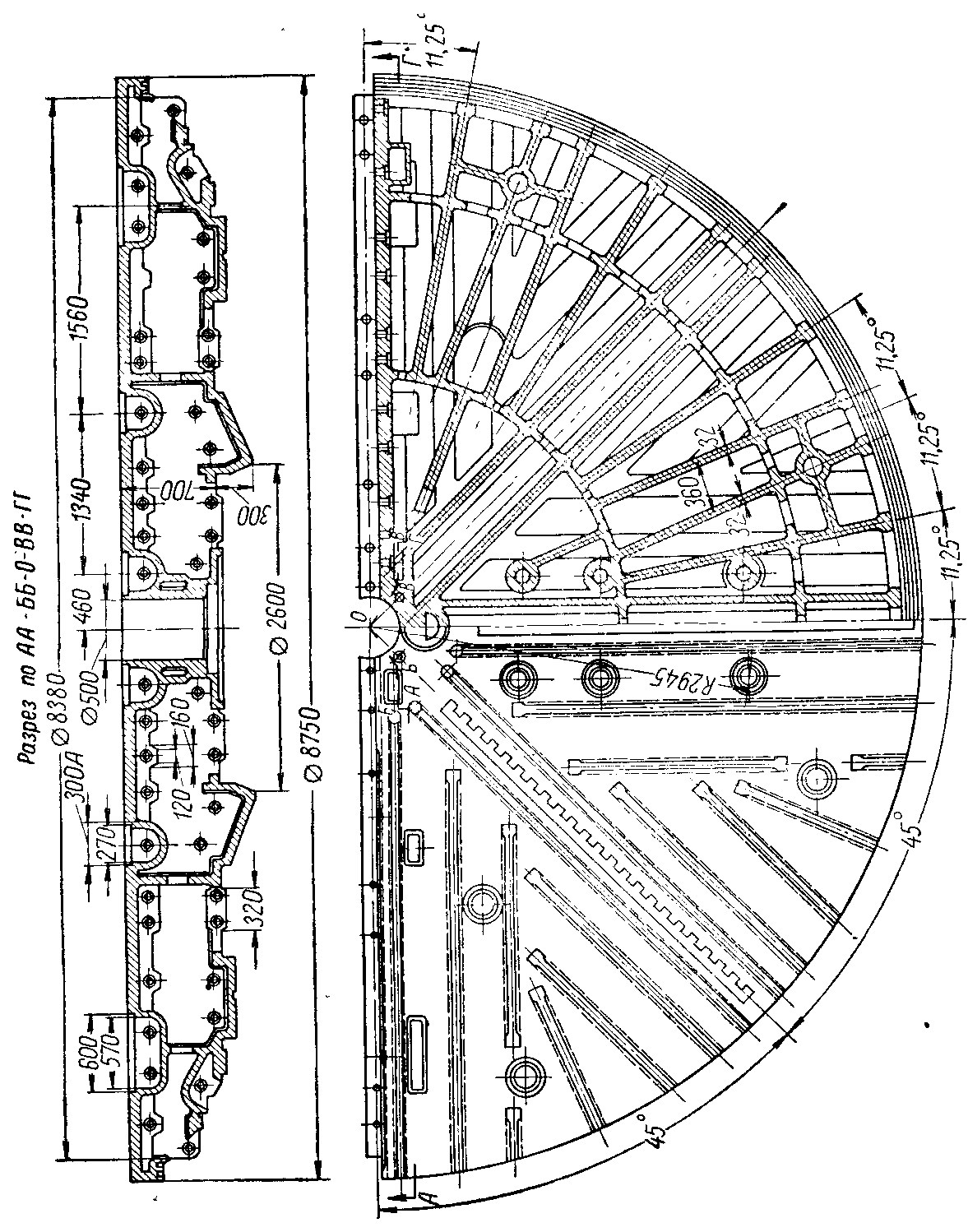
Діаметри круглих столів (планшайб) стандартизовані. Для планшайб карусельних верстатів застосовують ряд діаметрів за ГОСТом 600-52: 710, 900, 1120, 1400, 1800 2250, 2800, 3600, 4500, 5600, 7500, 8750, 11200, 14000, 18000 мм. Для столів довбальних верстатів застосовує ряд діаметрів за ГОСТом 1141-54: 360, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600 мм.



*Рисунок 2.19 – Планшайба карусельного верстату середнього розміру*

У планшайбах карусельних верстатів Т-подібні пази для закріплення виробів розташовуються радіальними рядами (рис. 2.19, 2.20) зазвичай під кутом 45° один до одного, причому в кожному ряду є від 2 до 6 пазів (залежно від розміру столу). Планшайби токарних верстатів середніх розмірів зазвичай мають чотири радіальні пази під кутом 90°.

У столах довбальних верстатів Т-подібні пази зазвичай розташовані взаємно-перпендикулярно, причому в одному напрямі зазвичай виконується декілька пазів (від одного до п'яти залежно від розміру столу), а в іншому один діаметральний. Круглі столи шліфувальних верстатів у більшості випадків виконуються магнітними.



*Рисунок 2.20 – Складена планшайба карусельного верстату середнього розміру*

У верстатах з *круговими напрямними* застосовуються: *ковзання* – плоскі, конічні і V-подібні; *кочення* – кулькові і роликові.

Схеми напрямних кругового руху наведені в таблиці 2.3.

До теперішнього часу більше застосування мають кругові напрямні ковзання.

Зазвичай планшайби діаметром більше 7-8 м виконуються з двома напрямними.

У столів з повільним обертанням (довбальних, універсально-фрезерних, зуборізних верстатів) діаметр напрямних ковзання вибирається близьким до діаметру столу. У столів, що мають велику швидкість обертання, відношення середнього діаметру що направляють до діаметру столу складає зазвичай 0,5-0,75.

Головна причина виходу з ладу кругових напрямних ковзання – контактне схоплювання робочих поверхонь з наступним утворенням задирів. Абразивний знос кругових напрямних (при нормальній експлуатації і відсутності задирів) дуже малий, що пояснюється хорошим захистом їх від стружки і бруду. Для напрямних кругового руху застосовуються матеріали чавун-чавун, текстоліт-чавун, кольорові сплави-чавун (табл. 2.4).

*Таблиця 2.3 – Основні типи напрямних кругового руху*

|  |  |
| --- | --- |
| Схема | Характеристика і сфера застосування |
| Плоскі напрямні | Основна конструкція, рекомендована для напрямних широкого круга верстатів, зокрема для напрямних, працюючих при значних швидкостях і навантаженнях (карусельних верстатів). Застосовується зазвичай у поєднанні з радіальними регульованими підшипниками кочення; забезпечує високу точність роботи, проста у виготовленні, допускає зручне застосування накладок з листового матеріалу.  У столах з малою швидкістю обертання і без шпинделя (наприклад, при необхідності поперечних переміщень столу) плоскі напрямні застосовуються у поєднанні з конічною радіальною опорою, що виконується за одно ціле з напрямними |
| Конічні напрямні | Конструкція, що застосовується в американському верстатобудуванні; відносно проста у виготовленні (в порівнянні з V-подібні). Недоліком є трудність забезпечення співісної конічної поверхні направляючих н опор шпинделя. Застосовується у поєднанні з потужним шпинделем, що обертається в нерегульованому підшипнику. Кут нахилу утворює приймається зазвичай 30° |
| V-подібні конічні напрямі | Конструкції, що широко застосовувалися в першій половині двадцятого століття (у вітчизняному і європейському верстатобудуванні); зберігають застосування для кільцевих планшайб. Конструкції складні у виготовленні. Між крутими напрямними в конструкції (*а*), як правило, передбачається проміжок для компенсації температурних деформацій. Підведення масла до напрямних здійснюється зазвичай по круговому каналу між гранями. Застосовуються з шпинделями, що обертаються в регульованих і рідше нерегульованих підшипниках ковзання. |

*Продовження таблиці 2.3*

|  |  |
| --- | --- |
| Схема | Характеристика і сфера застосування |
|  | У конструкції (*б*) кращі умови змащування робочої пологої напрямної, оскільки мастило під дією відцентрових сил відкидається до неї, і менша небезпека заклинювання в результаті температурних деформацій, чим в конструкції (*а*). Кути нахилу граней зазвичай 20 і 70°. Конструкція (*в*) залишається основний для важких зуборізних верстатів. Кут між гранями складає 120-140° |
| Комбіновані | Напрямні вживані при великих швидкостях і при необхідності здійснення точного настановного обертального руху. Достоїнства тих напрямних кочення – малі сили тертя, відсутність заїдання, можливість роботи при підвищених швидкостях, відсутність спливання, характерного для швидкохідних напрямних ковзання, проста система змащування. В якості опор планшайби застосовуються підшипники кочення великого розміру (радіально-упорні або упорні у поєднанні з радіальними) |

*Направляючі кочення* в основному застосовуються при великих швидкостях обертання столів (карусельні верстати) і при необхідності здійснення точного настановного обертального руху (поворотні столи координатно-розточувальних верстатів). Критерієм працездатності напрямних являється довговічність по втомі (при великих швидкостях обертання) і відсутність залишкових деформацій напрямних, а також стійкість сепаратора.

*Для головного руху* (у карусельних верстатах) застосовуються напрямні ковзання і кочення. З напрямних ковзання у зв'язку з вдосконаленням шпиндельних підшипників кочення основне застосування отримують плоскі напрямні. Відношення середнього діаметру що направляють до діаметру столу складає зазвичай 0,45-0,7; відношення ширини що направляють до середнього діаметру зазвичай 0,11-0,17, найчастіше 0,13-0,14. У верстатах невеликих розмірів напрямні часто виконуються привертними.

*Таблиця 2.4 – Матеріали напрямних станини в зв'язаних вузлів*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Матеріал і термічна обробка | Характеристика напрямних за зносостійкістю | Застосування і рекомендації |
| Чавун марки СЧ 15-32 без термічної обробки – чавун марки СЧ 21-40 без термічної обробки | Направляючі рухи подачі при недосконалих захисних пристроях і відсутності примусового змащування характеризуються великим зносом. Напрямні головного руху при значних швидкостях і тисках показують недостатній опір заїданню. Допустимі швидкості ковзання не, більше 3-3,5 *м/с* | До останнього часу мали найбільші застосування. Можливе збереження для напрямних подачі і головного руху тільки при легких режимах роботи, хорошій ізоляції від забруднення і хорошому мастилі |
| Чавун марки СЧ 15-32 – модифікований чавун без термічної обробки | Невелике підвищення зносостійкості в порівнянні з парою чавун марки СЧ 15-32 – чавун марки СЧ 21-40 | У сучасних напружених умовах роботи верстатів можливість застосування обмежена |
| Чавун марки СЧ 15-32 – модифікований чавун термооброблений (поверхневе загартування HRC 50) | Підвищена зносостійкість (в умовах абразивного зношування) і багаторазово збільшена опірність заїданню, збільшена стійкість проти випадкових ушкоджень | Застосовуються для напрямних, виконаних за одно ціле з станиною, забезпечуючи необхідну довговічність напрямних |
| Чавун марки СЧ 15-32 – сталь термооброблена:   * конструкційна вуглецева (HRC 50-52); * конструкційна вуглецева, цементована типу 15, 20 (HRC 55-60); * хромиста типу шарикопідшипникова (HRC 58-62). | Те ж.  Недоліки порівняно з ненакладними напрямними з модифікованого чавуну: велика трудомісткість виготовлення і менша жорсткість із-за наявності додаткових стиків | Сталевими виконуються накладні або приварені (у зварних станинах) напрямні. Застосувати найдоцільніше в тих випадках, коли важко використовувати загартовані чавунні напрямні |

*Продовження таблиці 2.4*

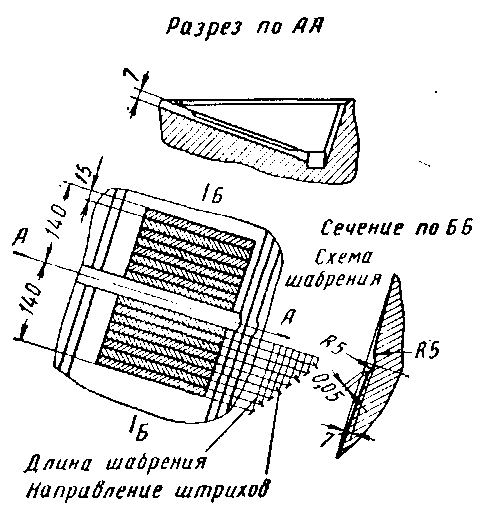
|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Матеріал і термічна обробка | Характеристика напрямних за зносостійкістю | Застосування і рекомендації |
| Чавун марки СЧ 15-32 – сталь азотована | Вища зносостійкість, ніж у напрямних станини з термообробленого модифікованого чавуну і сталевих, розглянутих вище | Направляючі станини виконуються з накладками з азотованої сталі. Застосування обмежується високою вартістю і порівняно малою глибиною азотованого шару |
| Текстоліт – чавун без термічної обробки | Значне підвищення довговічності напрямних в порівнянні з парою чавун-чавун (без термообробки). Заїдання не спостерігаються. Чавунні напрямні в парі з текстолітовими зношуються зазвичай значно менше, ніж в парі з чавунними. Сумарний темп зносу пари тертя, чавун-текстоліт також нижче, ніж пари чавун-чавун. | За останній час отримали широкі розпоширені, особливо у важких верстатах. Накладні пластмасові направляючі встановлюються на закритих напрямних рухомих вузлів і виконуються приклеюваними або привертними.  Рекомендуються: для напрямних важких верстатів подачі; для напрямних головного руху карусельних і стругальних верстатів |
| Поліаміди (кордовий капрон) – чавун | Велика зносостійкість при абразивному зношуванні, чим у пари текстоліт-чавун, менша податливість шару (при малій товщині). Заїдань не спостерігається. Менша теплостійкість і більший коефіцієнт лінійного розширення, чим у текстоліту | Знаходяться у стадії експериментів. Можуть отримати застосування для верстатів середніх розмірів напрямних подачі, в тих випадках, коли не можуть бути застосовані загартовані напрямні. Накладні пластмасові ті, що направляють виконуються у вигляді приклеюваних пластин |

*Продовження таблиці 2.4*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Матеріал і термічна обробка | Характеристика напрямних за зносостійкістю | Застосування і рекомендації |
| Кольорові сплави – чавун СЧ 21-40 або СЧ 15-32. Кольорові сплави:   * цинковий сплав марки ЦАМ- 10-5; * бронза; * бабіт | Підвищений опір заїданню. Переваги в порівнянні з парою текстоліт – чавун для тих, що направляють головного руху – кращі умови для створення рідинного тертя. ЦАМ 10-5 і бабіт недостатньо зносостійкі при абразивним зношуванні (забрудненому мастилу). | Рекомендується в першу чергу для напрямних головного руху і для направляючих подач важких верстатів. Кольорові сплави наносяться на напрямні переміщуваних вузлів: у вигляді привертних накладок; шляхом на-плавки (особливо доцільно для конічних що кругових направляють). Сплав марки ЦАМ 10-5 у декілька разів дешевше, ніж бронза і тим більше бабіт |
| 1 Перший з вказуваних нижче матеріалів — для переміщуваного вузла (санчат, столу), другий — для станина. | | |

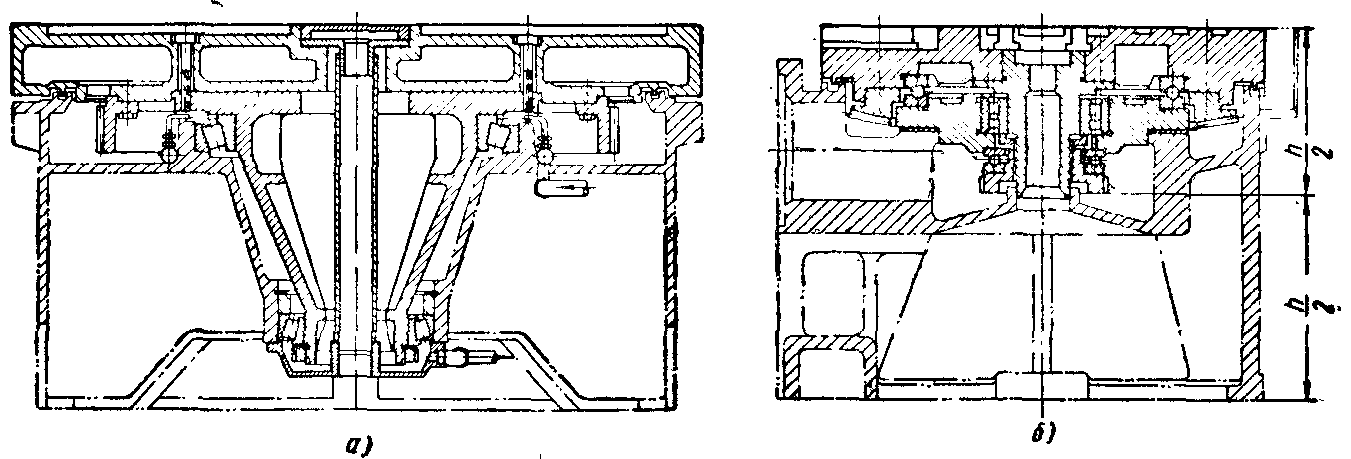
Наявність підп'ятника шпинделя значною мірою покращує умови роботи напрямних. Рекомендується встановлювати постійну величину центрального розвантаження: при діаметрі планшайби до 1000 мм – 0,02-0,03 мм, понад 1000 до 2000 мм – 0,03-0,04 мм, понад 2000 до 3500 мм – 0,05-0,06 мм, понад 3500 до 5000 мм – 0,07-0,08 мм.

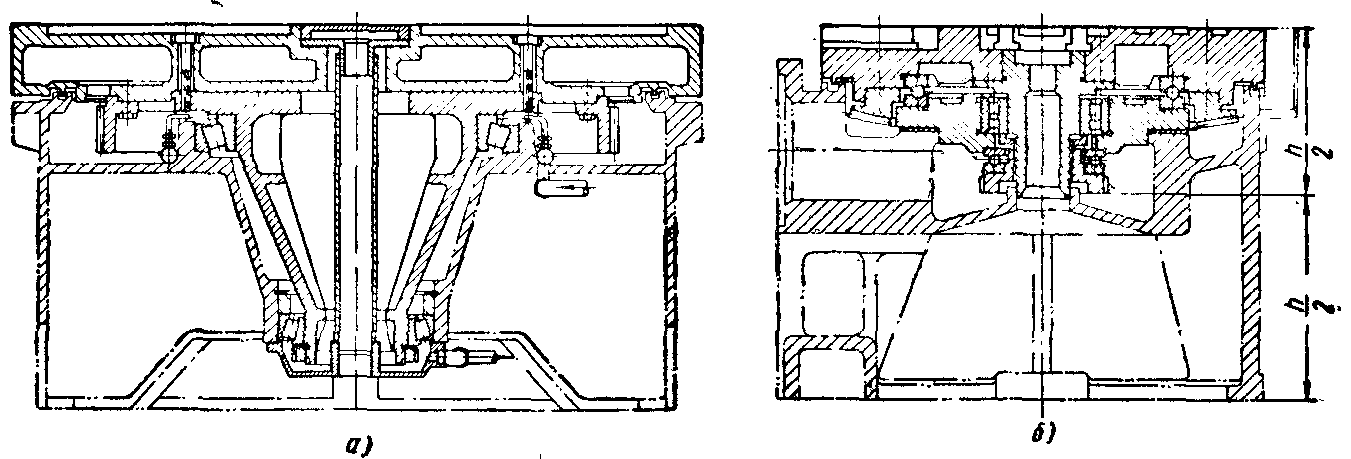
Для підвищення несучої здатності масляного шару, при великих швидкостях на робочих поверхнях напрямних підстави виконуються клинотвірні скоси (рис. 2.21), сприяючі зростанню гідродинамічної підйомної сили. При реверсивному приводі верстата скоси виконуються по обидві сторони кожної мастильної канавки, за відсутності реверсу – тільки з одного боку – по напряму обертання планшайби. Скоси, виконуються ступінчастими шабренням, причому глибина кожного ступеня близько 0,01 мм при парі чавун – чавун або чавун – кольоровий сплав і близько 0,015 мм при парі чавун – текстоліт.



*Рисунок 2.21 - Клинотвірні скоси на напрямних карусельних верстатів*

В сучасних моделях верстатів з найбільшим діаметром обробки до 2500-3000 мм, а в окремих випадках до 5000 мм направляючі ковзання витісняються напрямними кочення. В якості опор планшайби застосовуються конічні роликопідшипники (рис. 2.22, а) або радіально-упорні шарикопідшипники. При великих діаметрах планшайби що кулькові направляють, сприймають вертикальне навантаження, поєднуються з дворядними роликопідшипниками шпинделя, що сприймають радіальне навантаження (рис. 2.22, б).





*Рисунок 2.22 – Планшайби карусельних верстатів з напрямними кочення*

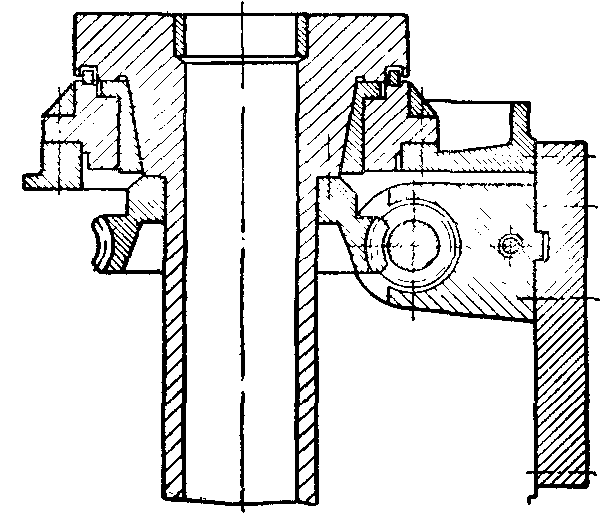
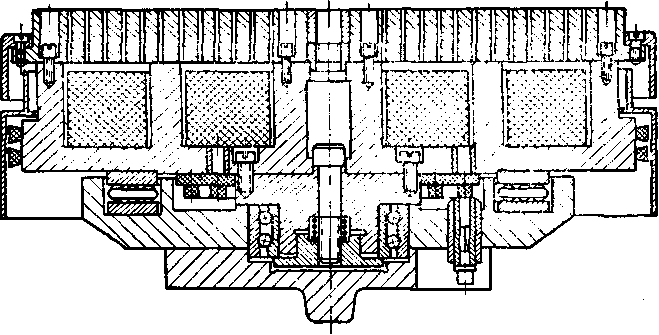


Рисунок 2.32 – Стіл зубофрезерного верстата

*Для точних ділильних рухів столів* (зуборізних верстатів) у зв'язку з низькими швидкостями і високими вимогами до точності до теперішнього часу зазвичай застосовуються направляючі ковзання. У невеликих верстатах з діаметром столу до 1000 мм у більшості випадків застосовуються що плоскі направляють у поєднанні з конічним підшипником ковзання, що центрує стіл (рис. 2.23).

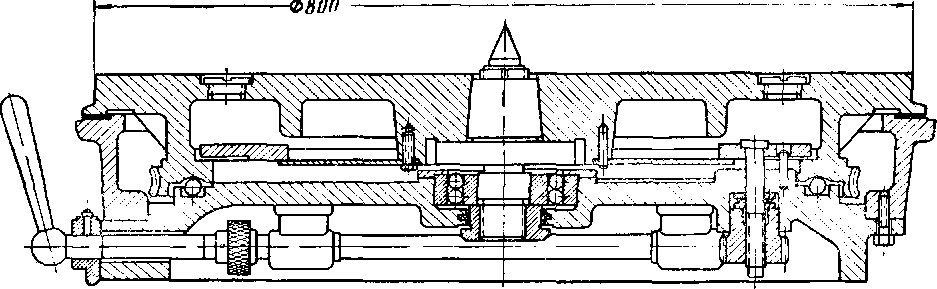
В крупних верстатах використовуються самоцентровальні V-подібні симетричні напрямні з кутом: 90-110° у поєднанні з циліндричним підшипником шпинделя або плоскі напрямні у поєднанні з конічним підшипником.

*Для обертання столів з виробами* при плоскому шліфуванні у зв'язку з можливістю значних температурних деформацій застосовуються плоскі напрямні ковзання або кочення у поєднанні з радіальними підшипниками. Відношення середнього діаметру що направляють до діаметру планшайби складає зазвичай 0,65-0,75.У деяких останніх конструкціях отримують застосування кулькові направляючі кочення, вільні від явища спливання планшайб від масляних клинів в тих, що направляють (рис. 2.24).



*Рисунок 2.24 – Магнітний стіл плоскошліфувального верстата з напрямними кочення*

У поворотних столах координатно-розточувальних верстатів застосовуються плоскі напрямні ковзання і кулькові напрямні (у зв'язку з високими вимогами до точності повороту, рис. 2.25).



*Рисунок 2.25 – Поворотний стіл координатно-розточувального верстата*

***2.3.2 Початкові положення розрахунку***

Працездатність планшайб в основному визначається працездатністю напрямних. Напрямні планшайб при високих швидкостях повинні працювати в умовах рідинного тертя. При середніх і низьких швидкостях напрямні працюють в умовах змішаного тертя.

Внаслідок температурних і пружних деформацій планшайб в напрямних виникають відносні зміщення планшайби і основи (головним чином взаємний перекос). Це веде до перерозподілу тисків, виникнення високих тисків кромок і зміни товщини масляного шару по ширині напрямних.

Для напрямних працюючих в умовах значних швидкостей, розрахунок ведеться за несучою здатності масляного шару, за заданих умов роботи напрямної (швидкості, температурі, найменшій товщині масляного шару і т. д.). Найменша товщина масляного шару може бути визначена з обліком кута нахилу планшайби у напрямних. Для напрямних працюючих при малих швидкостях ковзання і, отже, в умовах змішаного тертя, розрахунок ведеться по найбільших тисках. Найбільші тиски зазвичай мають місце у кромки напрямних в радіальному перерізі, що проходить через найбільш навантажений кулачок. Нерівномірність розподілу тисків, по площі напрямних обумовлюється:

* осесиметричною деформацією планшайб внаслідок нерівномірного нагріву і вантаження рівномірно розподіленим навантаженням; в результаті цього виникають високі тиски кромок;
* деформацією планшайб внаслідок вантаження кососиметричним навантаженням від сил різання і установки виробу на невеликому числі кулачків (планшайба навантажується силами, близькими до зосереджених). Це викликає перерозподіл тисків по довжині напрямних.

Для оцінки найбільших тисків визначається погонна реакція (на одиницю довжини тих, що направляють) і кут нахилу планшайби і основи в середньому перерізі напрямних.

Розрахунок власне планшайб робиться на жорсткість, яку можна характеризувати кутом нахилу планшайби в середньому перерізі напрямних. Для планшайб без напрямних основними критеріями працездатності являються жорсткість з точки зору впливу на точність обробки і вібростійку верстата, а також міцність.

З планшайб верстатів окремих груп в принципово важчих умовах, ніж інші, працюють планшайби карусельних верстатів. Вони піддаються великим навантаженням, працюють при великих швидкостях ковзання, в напрямних часто мають місце заїдання. Планшайби зуборізних і шліфувальних верстатів працюють при значно менших навантаженнях і швидкостях і, як правило, безвідмовно. Тому основні розрахунки розроблені в застосуванні до планшайб карусельних верстатів. Проте при необхідності ці розрахунки цілком можуть бути поширені на планшайби інших верстатів.

***2.3.3 Порядок технічного розрахунку планшайби***

1. Визначаються навантаження на планшайбу.
2. Визначаються середні тиски на напрямних.
3. Обчислюється приведена циліндрична жорсткість планшайби.
4. Визначається кут нахилу в напрямних в результаті пружної деформації та тепловиділення.
5. Для напрямних, працюючих в умовах рідинного тертя, робиться гідродинамічні обчислення.
6. Для напрямних, працюючих в умовах змішаного тертя, визначаються найбільші тиски на напрямних. Визначається погонна реакція напрямної.

**3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДА ПОДАЧ**

**3.1 Розрахунок навантажень на напрямні верстатів**

***3.1.1 Складання розрахункових схем для визначення навантажень, що діють на напрямні верстатів***

Для розрахунку навантажень, що сприймаються напрямними верстата введемо допущення, що за довжиною напрямних тиски змінюються за лінійним законом, а за шириною напрямних із-за її малого відношення в порівнянні з довжиною тиск вважаємо постійним. Розрахункова схема рухомого вузла верстата (супорту) складається в залежності від усіх сил, що на нього діють: сил різання, маси вузла, тягової сили, реакцій на робочих гранях напрямних та відповідних сил тертя.

Для побудови розрахункової схеми приймаємо прямокутну систему координат та наступні напрямки осей: ось *X* – повздовж напрямку руху, ось *Y* – в основної площині напрямних перпендикулярно напрямку руху, *Z* – перпендикулярно к основної площині напрямних.

Для визначення невідомих – тягової сили, реакцій та реактивних моментів напрямних, використовуються рівняння статики та допоміжні умови спільності переміщень. Начало координат необхідно розташовувати у поперечній площині, що проходить через середину довжини напрямних при перетині їх реакцій.

*,*

де – моменти від зовнішніх сил, що сприймають напрямні, .

Моменти зовнішніх сил відносно осей координат:

де – складові сил різання за осями координат; – координати сил різання та ваги, см; – вага вузла Н;

Для кожної складеної розрахункової схеми сили та координати потрібно брати з відповідними знаками

де – моменти, що сприймаються напрямними (від зовнішніх сил та від тягового зусилля), – тягове зусилля та викликані ним сили за осями координат, для привода гвинтом , для привода прямозубою шестернею при горизонтальній рейці , ; для привода з косозубою шестернею при горизонтальній рейці , ; – кут нахилу зуба в градусах; – координати точки прикладення тягового зусилля, см.

Тягове зусилля визначається з умови рівності нулю проекцій сил на вісь *X* з врахуванням сил тертя.

***3.1.2 Визначення тягових зусиль в приводі подач для типових компоновок верстатів***

Для визначення тягових зусиль в приводі подач верстатів необхідно скласти розрахункову схему з урахуванням конструктивних особливостей станини, розташування рухомого вузла, інструментального оснащення, тягового пристрою.

1. Для прямокутних напрямних, токарних верстатів, при приводі прямозубою шестернею та рейкою, розташованою під передньою напрямною (рис. 4.1, а):

При

де – коефіцієнт тертя в напрямних; – кут зачеплення в градусах; – кут тертя на зубах в градусах, .

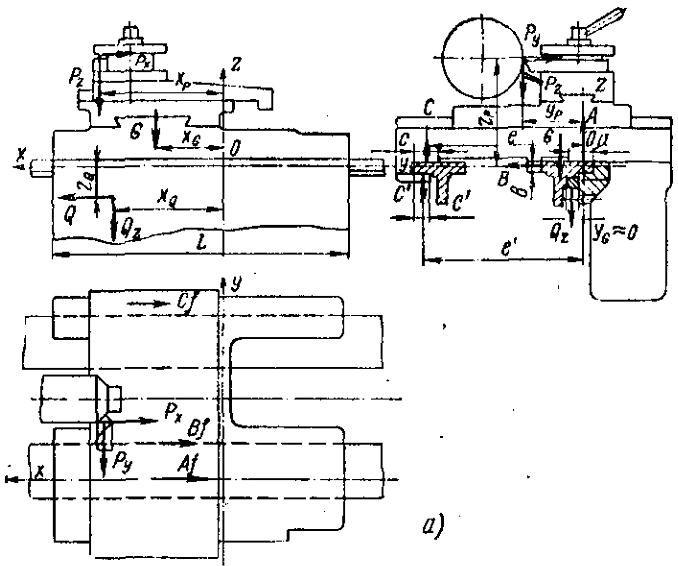
При

де – відстань між серединами передньої напрямної та задньої планки, см.

Для прямокутних напрямних, поздовжньо стругальних та фрезерних верстатів, при приводі з косозубою шестернею або черв’яком та рейкою, які розташовані посередині між напрямними (рис. 4.1, б):

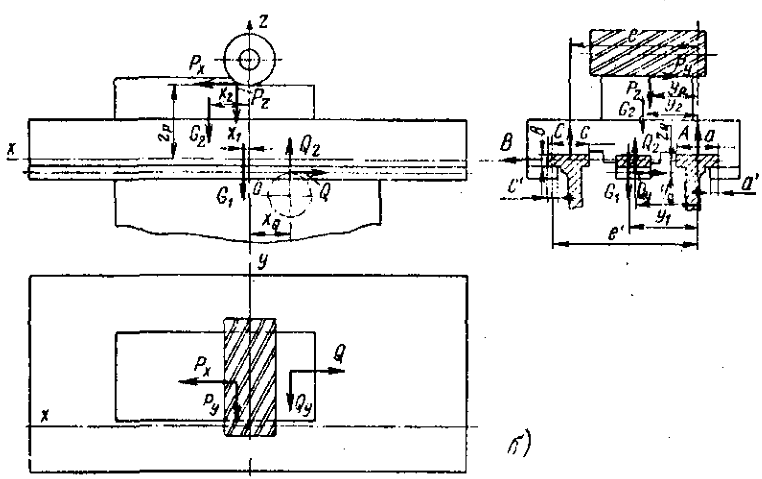
При

При



*а) токарних верстатів;  
б) поздовжньо стругальних та фрезерних верстатів*

*Рисунок 3.1 – Навантаження, що діють на комбіновані напрямні*



*Продовження рисуноку 3.1*

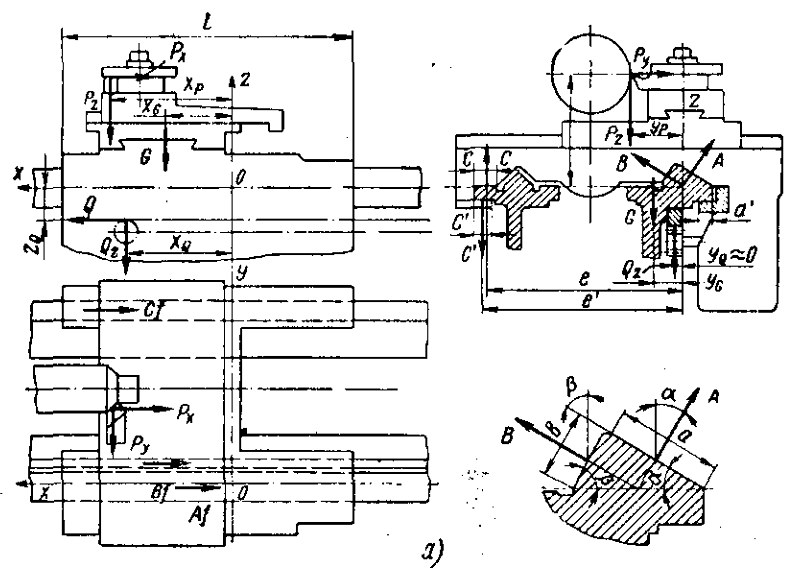
При використанні в тяговому механізмі гідроприводу або гвинтової передачі знаменник рівний одиниці.

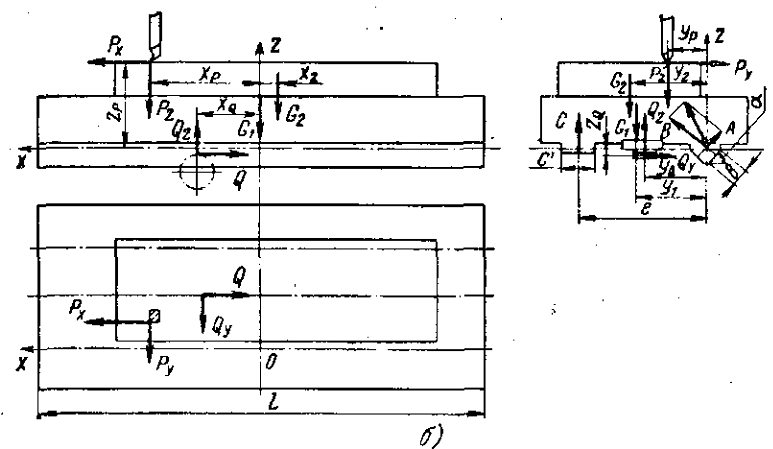
Для напрямних прямокутної форми (прямокутної та трикутної), токарних верстатів, при приводі прямозубою шестернею та рейкою, розташованою під передньою напрямною (рис. 3.2, а):

При

При

2. Для комбінованих напрямних (V-образною та плоскою), стругальних верстатів, при приводі косозубою або черв’ячною шестернею та рейкою, розташованою посередині між напрямними (рис. 3.2, б):





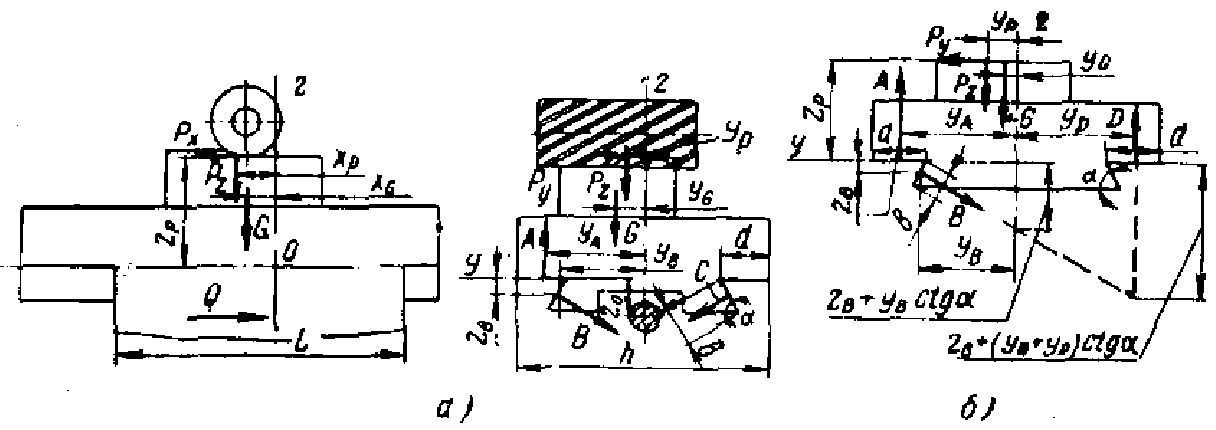
*а) токарних верстатів; б) стругальних верстатів*

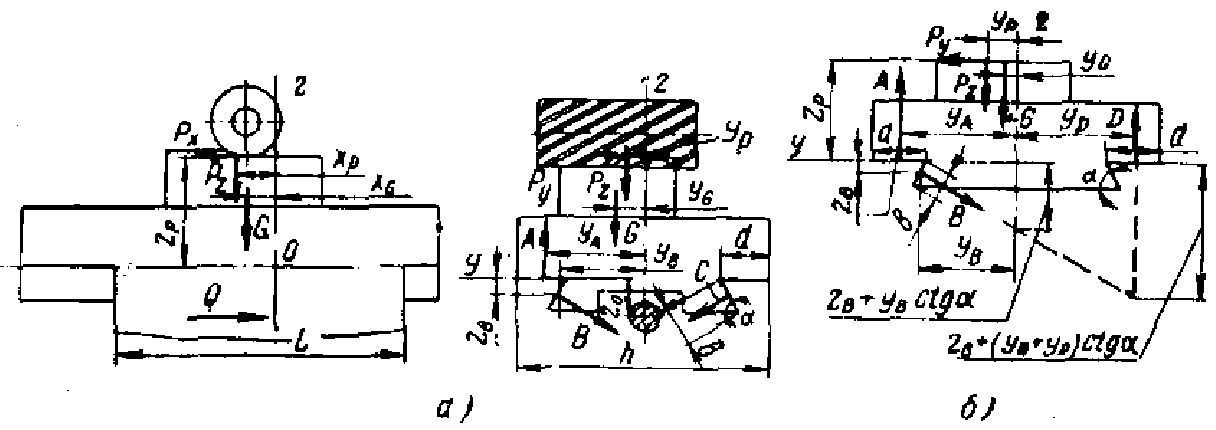
*Рисунок 3.2 – Навантаження, що діють на комбіновані напрямні*

3. Для напрямних типу «ластівчин хвіст», при приводі гвинтом та при роботі двох основних граней напрямних і однієї грані «ластівчин хвіст» й (рис. 3.3):

;

при роботі однієї основної грані та двох граней «ластівчин хвіст»



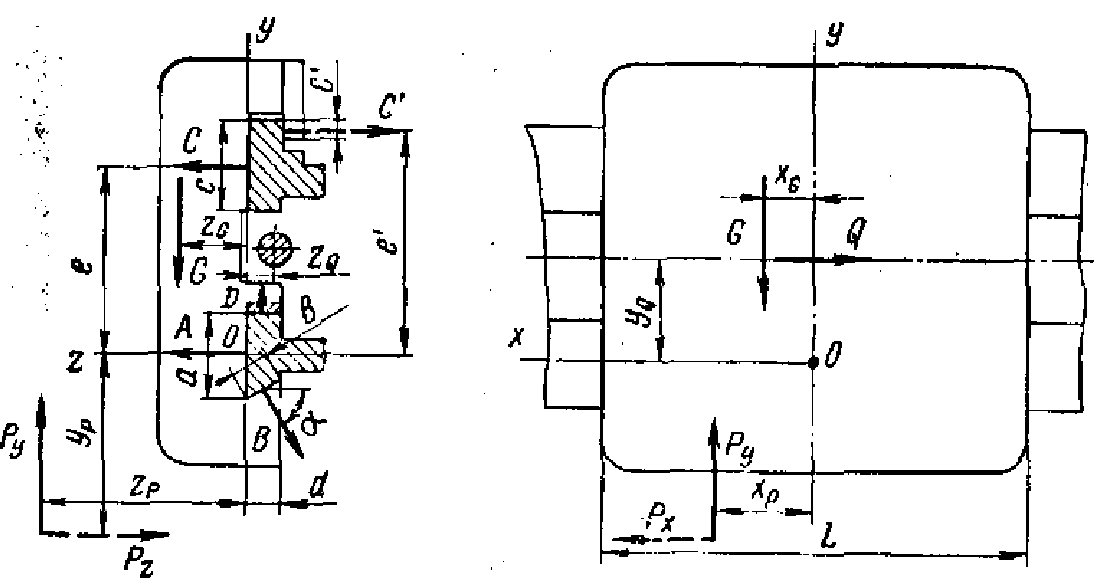


*Рисунок 3.3 – Навантаження, що діють на гострокутні напрямні з формою типу «ластівчин хвіст»*

3. Для комбінованих напрямних з прямокутної та половини «ластівчин хвіст» (рис. 3.4):

при

при



*Рисунок 3.3 – Навантаження, що діють на комбіновані напрямні з прямокутною та половини «ластівчин хвіст»*

***3.1.3 Визначення реакцій та тисків на контактуючих поверхнях напрямних***

В рівняннях напрямок сил прийнято у відповідності з рис. 3.1-3.4, при зворотному напрямку відповідні сили необхідно брати з знаком мінус.

Реакції граней напрямних розраховуються в залежність від значення .

Для *прямокутних* напрямних (рис. 3.1, а):

при

при

Для *комбінованих* напрямних (*трикутна* та *прямокутна* форма, рис. 3.2, а):

при

при

Для *комбінованих* напрямних (*V-образна* та *плоска* форма, рис. 3.2, б):

де .

Для *гострокутних* напрямних за формою «ластівчин хвіст»:

при роботі однієї основної грані та двох нахилених (якщо рис. 3.3, а)

де

при роботі двох основних граней або однієї нахиленої (якщо рис. 3.3, б)

Комбіновані напрямні (з прямокутної та половини «ластівчин хвіст», рис. 3.4):

у випадку, якщо працює основна грань при :

де ;

у випадку, якщо працює основна грань при :

Середні тиски на відповідних гранях для всіх типів напрямних

***3.1.4 Визначення найбільших тисків***

1. *Визначення найбільших тисків в направляючих деталей з великою власною жорсткістю.* Для визначення найбільших тисків необхідно знати долі моментів і , що сприймаються кожною напрямною. Якщо салазки мають малу жорсткість крученню відносно осі , а навантаження діє на одну з напрямних (токарні верстати з салазками, що мають вузький міст), то можна вважати, що момент повністю сприймається напрямною. При значній жорсткості салазок у більшості випадків момент розподіляється між напрямними пропорційно приведеним ширинами.

У загальному вигляді приведена ширина напрямних дорівнює сумі приведеної ширини окремих її граней. Приведена ширина грані, нахиленої до площини приведення під кутом , рівна , де – ширина грані. Площиною приведення для дії моменту є площина , для дії моменту – площина .

Найбільші середні тиски в напрямних базових деталей з великою жорсткістю:

де – середній тиск на напрямній; – коефіцієнт, що враховує вплив зазорів; – коефіцієнт, що враховує участь в роботі планок і допоміжних граней та залежний від співвідношення податливості планок і основних граней або і т. д. та відношення ; та – момент і реакція, що сприймаються гранню напрямної; – коефіцієнт, що враховує відгин планки.

Найбільший тиск на планках:

*.*

Коефіцієнти , , - визначають за графіками рис. 3.5.

Моменти, що сприймаються гранями напрямних можуть бути визначені:

для прямокутних напрямних (рис. 3.1)

для комбінованих напрямних (рис.3.2, а)

де – наведена ширина трикутної напрямної; для напрямної рис. 3.2, а , рис.3.2,б .

Якщо замість однієї з напрямних працює відповідна планка, в формулах замість слід підставляти . Моменти, що сприймають окремі грані кожної напрямної визначають з рівнянь статики:

для прямокутних напрямних (рис.3.1)

для комбінованих напрямних (рис.3.2)

При дії перекидальних моментів

де (або і т.і.)

де – найбільший тиск при та .

Найбільші тиски на гранях:

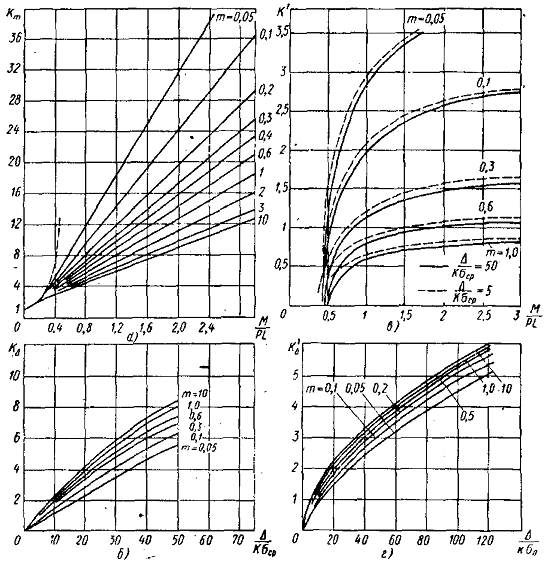
*Таблиця 3.1 – Коефіцієнти для визначення найбільших тисків*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 0,05 | 0,1 | 0,2 | 0,4 | 0,6 | 0,8 | 1,0 | 2 | 5 | 10 |
|  | 3,7 | 2,1 | 1,6 | 1,3 | 1,15 | 1,06 | 1 | 0,86 | 0,72 | 0,66 |
|  | 4,5 | 3,25 | 2,25 | 1,6 | 1,3 | 1,12 | 1 | 0,7 | 0,45 | 0,32 |

Значення , , , отримані з розгляду умов рівноваги напрямної планки з урахуванням проміжку і податливості планки.

При малих моментах , . При середніх величинах перикидальних моментів можливі дві розрахункових випадку: планки не сприймають навантаження та планки сприймають навантаження. Умова застосовності першого випадку:

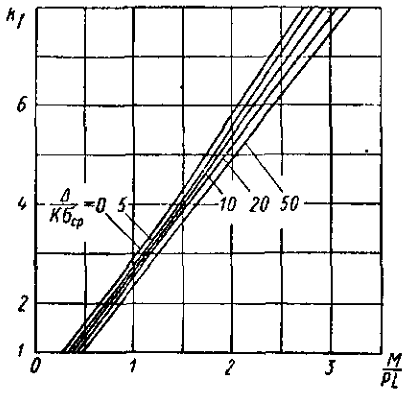
другого - навпаки.



*Рисунок 3.5 – Графіки для визначення коефіцієнтів , , ,*

На рис. 3.5, а першому розрахунковому випадку відповідає штрихова лінія, другому – суцільні.

На рис. 3.6 наведено значення коефіцієнта підвищення тягової сили в напрямних при великому перекидальному моменті, коли в роботі беруть участь планки. Значення враховують, що сумарна сила тертя в напрямній складається з сили тертя на основній грані, яка працює на частині довжини, та на планці.



*Рисунок 3.6 – графік для визначення коефіцієнта*

При обчисленні тягової сили при великих перекидальних моментах замість коефіцієнта тертя підставляється . Значень на рис. 3.6 відповідають . При величин приблизно на 5% вище, при на 3%, при на 6% нижче, ніж за рис. 3.6.

Для напрямних за формою «ластівчиного хвоста» (див. рис. 3.3) розрахунок проводиться для окремих випадків.

Перший випадок – розташування зовнішніх сил симетричне відносно площини симетрії напрямних , тобто враховується тільки дія сил з осі і моменту . Сумарне навантаження за віссю :  
. Найбільші тиски на основних гранях та на скосах «ластівчиного хвоста» визначають за формулами:

При визначенні коефіцієнтів , , , слід приймати:

Коефіцієнт враховує знижену жорсткість клинової сторони.

Другий випадок – дія моменту та центральних сили , тоді найбільші тиски

Третій випадок – дія сил в площині – розглянута вище у п.п. 3.1.3.

Оцінку тисків від дії загальної системи сил можна умовно отримати складанням тисків від окремих систем. При цьому кожна з складових заданих сил повинна враховуватись тільки один раз. Зокрема, в першій з розглянутих систем враховуються складові і , в другій , в третьому і .

Найбільші допустимі тиски, на чавунних напрямних універсальних верстатів середніх розмірів при швидкостях руху подач складають 25-30 кГ/см2, при важких випадкових навантаженнях 50-60 кГ/см2, а на планках в окремих випадках до 100 кГ/см2. Допустимі тиски на напрямні важких верстатів 10-15 кГ/см2. Для спеціальних верстатів, працюючих з постійними режимами, допустимі тиски слід брати, на 30% нижчі. Найбільші тиски при великих швидкостях звичайно нижче вказаних на 50-60%.

2. *Визначення найбільших тисків в направляючих повзунів*.

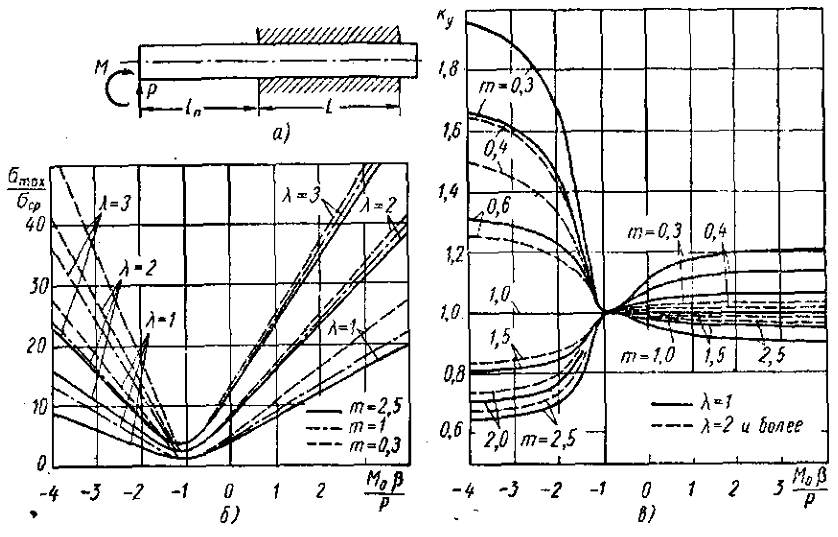
Повзуни на довжині напрямних розглядаються як балки на пружній основі [129, 53]. Найбільші тиски в напрямних мають місце у кромки напрямної з боку прикладення навантаження і визначаються за формулою:

де – прогин повзуна у кромки напрямної в мкм; – момент відносно кромки напрямних в кГ·см (рис. 3.6, а); – виліт повзуна (відстань від вершини різця до початку напрямної) в см; – приведення ширина несучих граней напрямних, в см; – кут нахилу напрямної грані, що розглядається до нейтральної площини повзуна; – показник жорсткості повзуна, ; і – коефіцієнти, залежні від [34]; – коефіцієнт, що вводиться при різній приведеній ширині несучих та підтримувальних граней і залежний від (рис. 3.7, *в* та табл. 3.3). Тут несучими названі грані, до яких сила притискає повзун, що підтримують – від яких сила віджимає повзун.

*Таблиця 3.2 – Значення коефіцієнтів і*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
|  | 0,8 | 1,0 | 1,2 | 1,4 та більш |
|  | 1,32 | 1,22 | 1,14 | 1,0 |
|  | 1,43 | 1,25 | 1,13 | 1,0 |

Найбільші тиски в направляючих повзунів досягають 100-130 кГ/см2. Високі тиски у ряді випадків ведуть до появи задирів і підвищеного зношування.

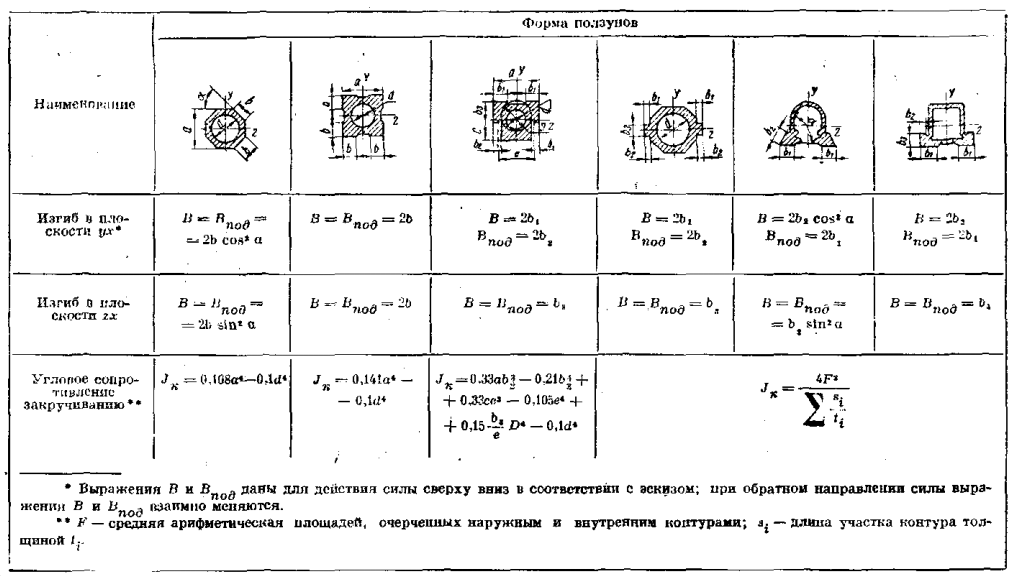


*Рисунок 3.7 – Схема навантаження повзуна (а),  
значення (б) та коефіцієнта (в)*

3. *Розрахунок найбільших тисків і направляючих столів малої жорсткості* (верстатів подовжнього типу).

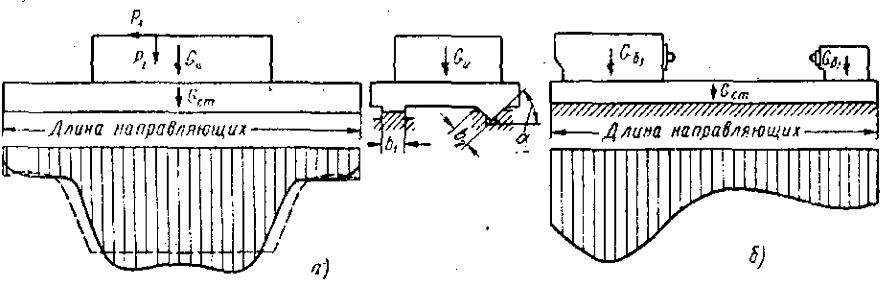
Столи підвергаються навантаженням від власної ваги , ваги виробу (деталі) і сили різання (рис. 3.8, а). При установці деталі безпосередньо на стіл обробленою поверхнею, а також при установці деталі на підкладки (черевики), якщо число їх більше чотирьох-п'яти над кожною напрямною, навантаження від ваги виробу приймається рівномірно розподіленою за довжиною виробу, а при установці на підкладках, якщо число їх не більше трьох над кожною напрямною, у вигляді зосереджених сил в місцях розташування підкладок.

Таблиця 3.3 – Формули для визначення приведеної ширини несучих та підтримувальних граней напрямних й кутового опору крученню перетинів повзунів



В результаті деформацій столів тиску на тих, що направляють розподіляються нерівномірно, причому найбільші тиски можуть перевищувати середні у 2-3 рази і більше. Жорсткість столів в подовжній площині внаслідок їх значної довжини невелика в порівнянні з жорсткістю поверхневих слоїв напрямних, і тиски від ваги виробу і сил різання в основному розподіляються за довжиною, рівній довжині виробу. При неправильному вивірянні жорстких деталей і кріпленні їх болтами до столу або при затиску їх кулачками на напрямних можливе виникнення значної концентрації тисків із-за деформування столу.

У повздовжній площині стіл із закріпленою на ньому деталлю розглядається як балка на пружній основі [29|.



*а) столу поздовжньо-фрезерного верстата; б) стола круглошліфувального верстата (суцільні лінії – виріб )*

*Рисунок 3.8 – Схема навантаження столу малої жорсткості та разподілення пружних навантажень й тисків за довжиною напрямних*

При установці деталі на черевиках (при малому їх числі) найбільший тиск під найбільш навантаженим черевиком визначається за формулою

де – навантаження на найбільш навантажений черевик в кГ, визначається з умов рівноваги деталі;

– приведена ширина що даною направляє в см; – сума приведених ширин обох напрямних в см; – момент інерції площі поперечного перерізу столу в см4; – кут нахилу даної грані до горизонталі; – доля навантаження, що доводиться на напрямну, для столів з двома напрямними зазвичай .

Для плоскої напрямної (рис. 3.9) для *V* -образной .

При установці деталі на великому числі черевиків або безпосередньо на столі з приляганням за усіма довжині найбільші тиски визначаються за формулою

де – довжина виробу в см

На рис. 3.8, *а* показані епюри розподілу тисків в тих, що направляють столу подовжньо-фрезерного верстата від ваги столу і вироби , на рис. 3.8, *б* – столу круглошлифовального верстата від ваги столу , передньої бабки і задньої бабки .

Зазвичай найбільші тиски в направляючих поздовжньо-стругальних, подовжньо-фрезерних і т. п. верстатів складають 6-7 кГ/см2.

***3.1.5 Визначення тисків в напрямних кругового руху***

Для розрахунку тих, що направляють кругового руху в основному застосовують умовний розрахунок по номінальному тиску, визначуваному діленням вертикального навантаження на горизонтальну проекцію площі тих, що направляють:

де і – вага виробу і планшайби в кГ; – середній діаметр і проекція ширини напрямних на горизонтальну площину в см.

У верстатах з двома напрямними вертикальне навантаження на кожну напрямну орієнтовно визначають в припущенні, що виріб і планшайба як би розрізали посередині між напрямними і кожна напрямна навантажена вагою відповідній частині.

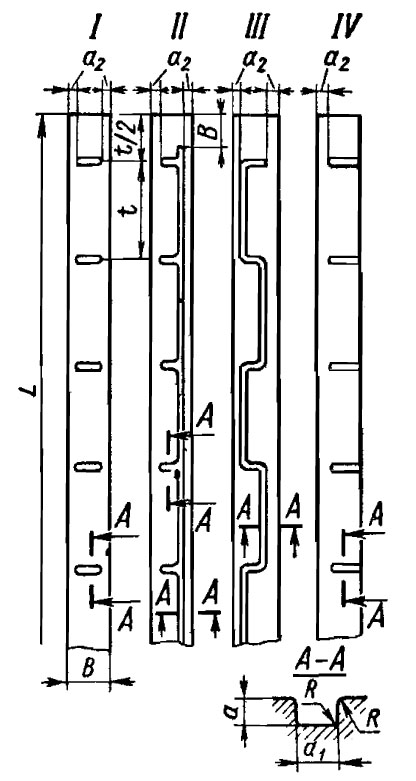
Нижче для верстатів з однією напрямною на додаток до рас-чету по середньому тиску пропонується уточнений розрахунок по найбільших тисках. Найбільші тиски зазвичай мають місце у кромки тих, що направляють в радіальному перерізі, що проходить через найбільш навантажений кулачок. Нерівномірність распре-деления тисків по площі тих, що направляють обумовлюється:) деформацією планшайб внаслідок вантаження кососимметричяой навантаженням від сил різання і внаслідок установки виробу па невеликому число кулачків. Це викликає нерівномірний розподіл тисків по довжині тих, що направляють; осесиметричною деформацією планшайб від ваги виробу і силрезания внаслідок неспівпадання кола розташування ку-лачков з середнім колом тих, що направляють, а також деформацією від сил затиску; в результаті цього виникають високі

**3.2 Розрахунок напрямних змішаного тертя**

***3.2.1 Загальні відомості про режим роботи напрямних змішаного тертя***

Напрямні змішаного тертя все ще є найбільш поширеними і застосовуються для здійснення рухів подачі у верстатах майже усіх типів, не дивлячись на те, що вони мають серйозні недоліки (низькою зносостійкістю, високим коефіцієнтом тертя та падаючою характеристикою тертя), внаслідок яких важко добитися рівномірності повільних рухів і високої точності встановлювальних переміщень. Їх широке застосування пояснюється простотою конструкції, відносно низькою вартістю виготовлення, високою контактною жорсткістю і демпфуючою здатністю.

Напрямні змішаного тертя в основному застосовуються там, де внаслідок трудності здійснення збору масла неможливо застосувати прогресивніші типи напрямних з циркуляційною системою мастила, а саме, для більшості направляючих токарних і консольно-фрезерних верстатів, для направляючих супортів, повзунів і траверс подовжньо-фрезерних, продольно-строгальных і карусельних верстатів і так далі



*Рисунок 3.9 – Типи мастильних канавок*

Характерними особливостями напрямних змішаного тертя є: проточна – без збору масла система мастила; матеріали пар тертя з високим опором зносу; форма напрямних, співвідношення розмірів граней і конструкції регулювальних пристроїв, що забезпечують мінімальний вплив зносу на точність траєкторії рухливого вузла і компенсації зносу, що дають можливість. Система маслораспределения повинна сприяти максимальному збільшенню долі рідинного (гідродинамічного) тертя. З цією метою як основні прийняті поперечні мастильні канавки, що не розривають епюри тиску в поперечному перерізі напрямних. Рекомендовані форми мастильних канавок представлені на рисунку 3.9 і таблиці 3.4.

*Таблиця 3.4 – Розміри мастильних канавок в мм*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| *B* | *а* | *a1* | *а2* | *R* |
| Від 20 до 40 | 1,5 | 3 | 4-6 | 0,5 |
| Св. 40 « 60 | 1,5 | 3 | 6-8 | 0,5 |
| » 60 » 80 | 3 | 6 | 8-10 | 1,5 |
| » 80 » 100 | 3 | 6 | 10-12 | 1,5 |
| » 100 » 150 | 5 | 10 | 14-18 | 2 |
| » 150 » 200 | 5 | 10 | 20-25 | 2 |
| » 200 » 300 | 5 | 14 | 30-50 | 3 |

Канавки типу **I** (переважний варіант) застосовують при нагоді підведення масла в кожну канавку. Канавки типу **II** застосовують для тих, що горизонтальних направляють при неможливості підведення масла в кожну поперечну канавку. У випадку вертикально або похило розташованій грані що направляє подовжню канавку роблять у верхній частині цієї грані. При підводі масла з боку вузла з що коротшими направляють (зазвичай - рухливого вузла) масло подається на поверхню тертя через одно або декілька отворів, що виходять в подовжню канавку. Що направляють переміщуваного вузла в крайньому його положенні, як правило, не повинні звішуватися з тих, що направляють нерухомого вузла. Якщо ця умова не дотримується, то частини тих, що направляють, що звішуються, повинні виконуватися без канавок.

Канавки типу **III** застосовують для тих, що вертикальних направляють. Масло підводиться через одно або декілька отворів, що виходять в мастильну канавку у верхній частині. Канавки типу **IV** застосовують в тих випадках, коли відведення масла з сусідньої вище розташованої грані здійснюється стоком.

***3.2.2 Порядок розрахунок тих, що направляють змішаного тертя***

Напрямні змішаного тертя розраховують по тисках, що допускаються, і за характеристиками тертя. Перший є умовним розрахунком і дозволяє в розрахунковій формі використовувати досвід конструювання верстатів. Другий розрахунок, заснований на вивченні механізму змішаного тертя, ведеться за критерієм максимального використання гідродинамічної підйомної сили в умовах змішаного тертя. Оцінкою режиму змішаного тертя служить величина безрозмірного параметра – відносної характеристики режиму роботи.

Характеристика режиму роботи визначається як:

де – коефіцієнт, залежний від величини

Каретка при русі нахиляється, причому її нахил збільшується з підвищенням швидкості. Максимум значення , а отже, і підтримувальної сили *Р* відповідає оптимальному нахилу каретки . При цьому .

При критичному значенні швидкості (або )коли найменша товщина масляного шару , достатня для забезпечення умов рідинного тертя, нахил каретки також буде оптимальним.

Таким чином

Розрахункові величини , отримані шляхом обробки великого числа експериментальних даних відповідно формули, дані в таблиці 3.5.

Вплив подовжніх мастильних канавок враховуємо тим, що у формулу підставляємо не ширину тієї, що усієї направляє, а більша відстань від краю що направляє до канавки.

За наявності на направляючих поперечних канавок величина визначається таким чином. Нехай напрямна розділена поперечними канавками на i частин (опор). Тоді при нахилі що направляє повна гідродинамічна підтримувальна сила дорівнюватиме сумі підтримувальних сил кожної опори (рис. 3.10), тобто

де , , … – коефіцієнти, залежні відповідно від і так далі, а

Поблизу кожної поперечної канавки утворюється невеликий додатковий масляний клин (внаслідок наявності скруглення). Тому площа епюри тиску в подовжньому перерізі дещо збільшується. Прийнявши, що це збільшення складає *n* %, вводимо в знаменник відповідну поправку .

Остаточно отримуємо

*Таблиця 3.5 – Значення розрахункових коефіцієнтів*

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Матеріал\* | Коефіцієнт тертя | |  |  |  |
|  |  |
| Чавун СЧ 21-40; НВ 180 | 0,26 | 0,25 | 0,01 | 0,88 | 0,005 |
| Чавун СЧ 21-40; HRC 45 | 0,27 | 0,23 | 0,0 | 0,88 | 0,005 |
| Сталь 45; HRC 50 | 0,30 | 0,28 | 0,0 | 0,89 | 0,006 |
| Бронза Бр. ОЦС 6-6-3 | 0,25 | 0,22 | 0,01 | 0,86 | 0,005 |
| Цинковий сплав ЦАМ 10 | 0,19 | 0,15 | 0,02 | 0,80 | 0,004 |
| Бабіт Б16 | 0,24 | 0,19 | 0,015 | 0,84 | 0,004 |
| Текстоліт ПТ | 0,31 | 0,27 | 0,015 | 0,89 | 0,006 |
| Гетинакс | 0,33 | 0,27 | 0,02 | 0,89 | 0,006 |
| Вініпласт | 0,31 | 0,27 | 0,015 | 0,89 | 0,005 |
| Поліамід 68 | 0,32 | 0,25 | 0,035 | 0,88 | 0,006 |
| Капрон Би | 0,33 | 0,28 | 0,037 | 0,89 | 0,006 |
| \* Зв'язана напрямна - чавун СЧ 21-40, мастило - масло індустріальне 45. Поверхні тертя – шліфовані або шабрення.  \*\* min – коефіцієнт тертя спокою при часі нерухомого контакту 𝑖=1 сек.  \*\*\* min – коефіцієнт тертя руху при швидкості ковзання 𝑣=*1 мм/хв.*  \*\*\* | | | | | |

Значення коефіцієнта для різного числа канавок (число канавок ) при дані в таблиці 3.6.

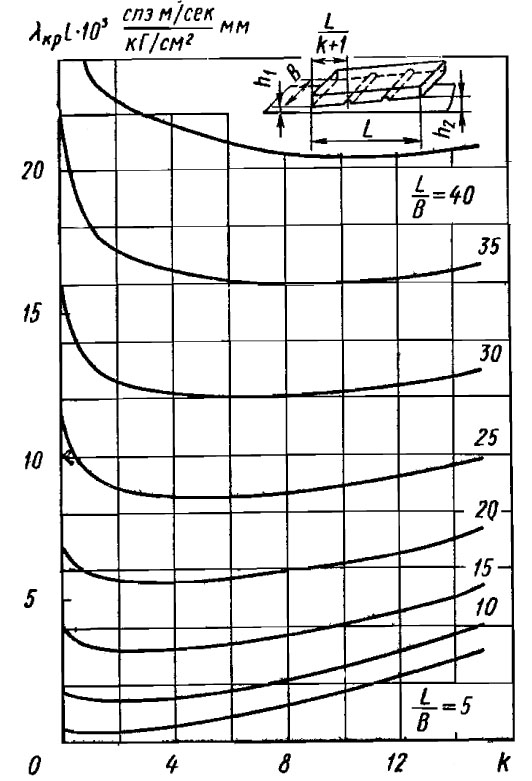
*Таблиця 3.6 – Значення коефіцієнта*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *k* | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 7 | 9 | 11 | 13 | 15 |
|  | 0,165 | 0,198 | 0,21 | 0,216 | 0,22 | 0,225 | 0,234 | 0,243 | 0,249 | 0,257 | 0,263 |

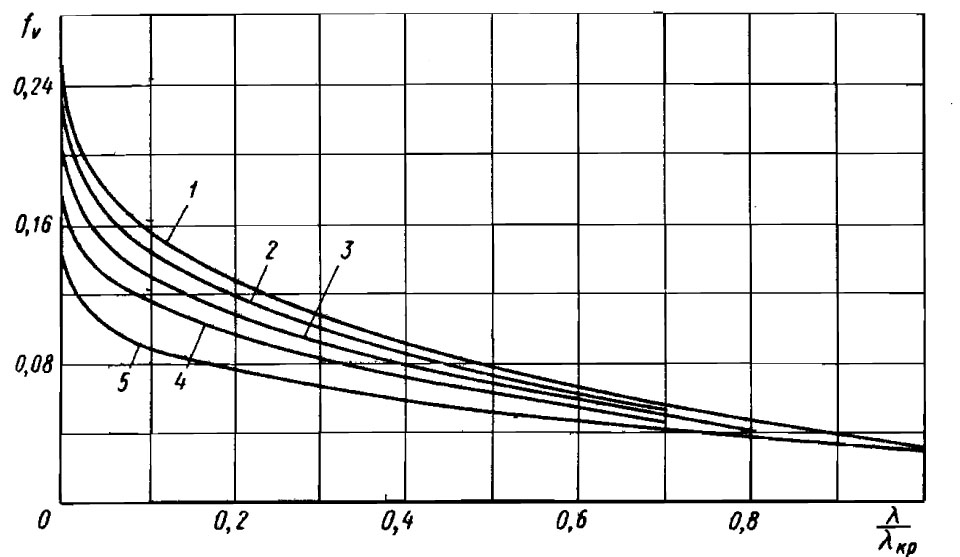
Графік на рис. 3.10, побудований по формулі (4), дозволяє визначати величину і визначив оптимальне число поперечних мастильних канавок з умови мінімальної величини .

Величина критичної швидкості

Обчисливши за заданим режимом роботи напрямних величину , і по формулі (4) величину і визначивши , можна вичислити коефіцієнт змішаного тертя по формулі (4) або визначити по рис. 3.11. Усі розрахункові формули зведені в таблиці. 3.7.



*Рисунок 3.10 – Залежність від числа поперечних канавок на напрямних для різних відношень при .  
(При інших значеннях слід отриману за графіком величину помножити на відношення*



*1 – текстоліт ПТ; 2 - чавун СЧ 21-40; 3 - бронза Бр. ОЦС 6-6-3;  
4 – бабіт Би-16; 5 – цинковий сплав ЦАМ 10-5*

*Рисунок 3.11 – Залежність коефіцієнта тертя від відносної характеристики режиму роботи для різних матеріалів*

*(при терті по чавуну СЧ 21-40, мастило — індустріальне 45)*

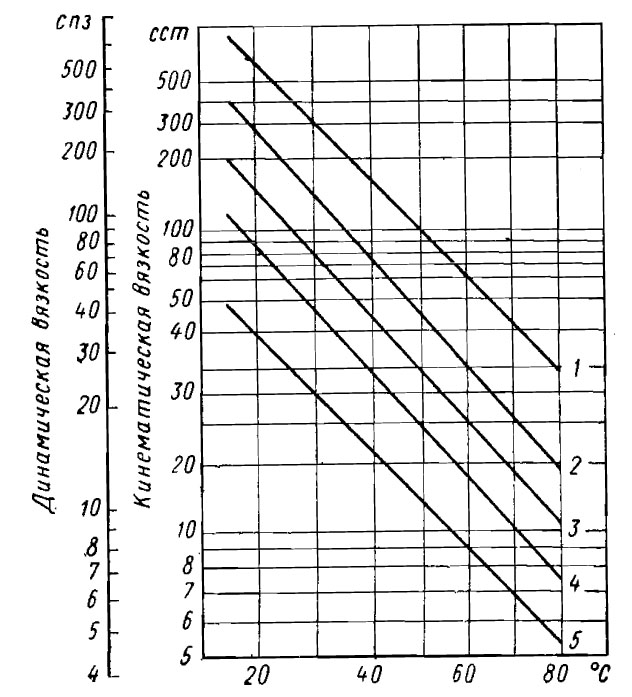
У тих випадках, коли до точності траєкторії рухливого вузла пред'являються виключно високі вимоги (верстати класу В і вище) і коли результати розрахунку показують, що відношення

кр близько до одиниці, т. е. режим тертя близький до гідродинамічного (це може мати місце, наприклад, у тих, що направляють плоскошліфувального верстата внаслідок відносно високої швидкості руху), слід зменшити величину шляхом збільшення (проти оптимального) числа поперечних мастильних канавок, зменшення ширини тих, що направляють, застосування менш в'язкого масла і т. д. Тим самим буде зменшена гідродинамічна підйомна сила і зменшено спливання рухливого вузла. При цьому, проте, збільшиться коефіцієнт тертя і декілька підвищиться інтенсивність зношування тих, що направляють.

Вибір в'язкості масел вживаних в тих, що направляють здійснюється по номограмі, приведеній на малюнку 2.4

*Таблиця 3.7 – Розрахунок критичного режиму роботи і коефіцієнта тертя в направляючих подач*

|  |  |
| --- | --- |
| Початкові дані: довжина направляючою мм; ширина що направляє (див. примітку 2) *В* мм; середній тиск (див. примітку 1) Па; швидкість ковзання м/сек; в'язкість масла при робочій температурі (див. примітку 3 і рис. 3.12) спз. | |
| Характеристика режиму роботи, що відповідає заданим , і |  |
| Критична мінімальна товщина масляного шару, при якій і | (см. табл.3.5) |
| Число поперечних мастильних канавок | (див. рис. 3.10) |
| Критична характеристика режиму роботи, що відповідає , тобто межа рідинного тертя |  |
| Критична швидкість ковзання |  |
| Відносна характеристика режиму роботи |  |
| Коефіцієнт тертя | (см. рис. 3.11)  (див. табл. 3.5) |
| *Примітки*:   1. Розрахунок робиться по найбільш навантаженій грані тих, що направляють. 2. За наявності подовжніх мастильних канавок під шириною *В* розуміється більша відстань від краю що направляє до канавки. 3. Для направляючих подач, що змащуються від окремої системи мастила, робочу температуру масла 𝑡м слід приймати рівній температурі довкілля (тобто 20° С. Для направляючих подач, що змащуються від гідросистеми (шліфувальні верстати), робочу температуру масла на тій, що направляє слід приймати | |

**

*1 – автотракторне АК-15; 2 – індустріальне 45;  
3 – індустріальне 30; 4 – індустріальне 20; 5 – індустріальне 12*

*Рисунок 3.12 – В’язкість мастила, що застосовуються для змащування напрямних*

**3.3 Розрахунок передачі ходовий гвинт-гайка з тертям ковзання**

***3.3.1 Загальні відомості про передачу***

*Основні відомості про передачу ходовий гвинт-гайка з тертям ковзання.* Передача гвинт-гайка з тертям ковзання є найнижчою кінематичною парою, що забезпечує мале переміщення веденого ланцюга за один оберт ведучого. В передачі легко досягається самогальмування, тому в основному її використовують в приводах подач, ділильних механізмах та допоміжних механізмах для установочних переміщень вузлів металорізального обладнання.

Механізми гвинт-гайка поділяють на прості та диференційні. Прості механізми виконують з обертальним гвинтом та нерухомою гайкою або з можливістю її переміщення. В диференційних механізмах рух рухомого органу отримується як сумарний рух декількох ведених ланцюгів. Рухів в гвинтовому механізмі може буди не більш чотирьох: обертання гвинта, обертання гайки, поступове осьове переміщення гайки (гвинта) відносно станини, поступове осьове переміщення гайки (гвинта) відносно корпуса полозок.

Диференційні механізми використовують:

* для переміщення рухомого органа від двох приводів, коли потрібно незалежність дії приводів для збереження визначеного положення кінематичного ланцюга одного привода при використанні другого;
* для компенсації похибок точних ходових гвинтів.

*Основні профілі ходових гвинтів.* Ходові гвинти виконують з стандартною різьбою трапецеїдального профілю (кут профілю 30⁰). Переваги такої різьби перед різьбою прямокутного профілю є можливість її фрезерування та шліфування; недоліком – виникаючі похибки кроку при радіальному битті ходового гвинта верстата при поперечних коливаннях від прогину під дією власної ваги. У зв’язку з цим, для підвищення точності в верстатах використовуються різьби з меншим кутом профілю (10÷20⁰).

Метричну різьбу (кут профілю 60⁰) використовують для точних ходових гвинтів ділильних механізмів та контрольно-вимірювальних машин.

Прямокутна різьба використовують для гвинтів високоточних верстатів. Така різьба має найменше тертя, однак складна в виготовленні, нелегко усунути осьовий зазор. Похибки переміщення, які визвано биттям гвинта, менш, однак гвинт швидше зношується.

*Регулювання зазору в різьбі****.*** Для регулювання та усунення зазору (причина виникнення мертвого ходу) в різьбі гайку виконують: з спеціальним віджимним пристроєм (рис. 3.13, а-в); здвоєною або розрізною з двох частин , одна з яких нерухомо закріплена к столу або супорту, а інша може зміщуватися в осьовому напрямку (рис. 3.13, г). Зміною товщини прокладки 4 (рис. 3.13, г), яка встановлюється між гайками, в передачі можна повністю усунути зазор. Однак в процесі експлуатації або зношуванні різьби гайок та гвинта необхідно періодично виконувати регулювання. Використовують і інші, більш складні, способи усунення зазору в передачі, наприклад, коли при незмінному осьовому розташуванні гайок змінюється їх відносне кутове положення (використовується торцеві пружні елементи або дрібномодульне зубчате зачеплення).

*Області використання передачі в верстатному обладнанні.*Довгі ходові гвинти когут бути складеними для того, щоб забезпечити надійне та точне з’єднання окремих секцій, довжину яких вибирають від 600 до 1500 мм. Найбільше поширення отримали ходові гвинти з різьбою трапецеїдального профілю, діаметром від 20 до 60 мм, в важких верстатах діаметри гвинтів можуть досягати 200 мм.

В залежності від призначення, точності та пред’явлених в експлуатації вимог встановлюють 5 класів точності ходових гвинтів: 0, 1, 2, 3 та 4 (табл. 3.8).

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
|  |  |  | |
| *а*) | *б*) | *в*) | |
|  | | | 1. гвинт; 2. полугайка; 3. центрувальна втулка; 4. пружна прокладка; 5. торцева гайка |
| *г*) | | | |

*а) за рахунок стягнення гвинтом; б) за рахунок стягнення пружиною;  
в) за рахунок стягнення цанговим затиском; г) розрізною гайкою*

*Рисунок 3.13 – Способи усунення зазорів*

*Таблиця 3.8 – Класи точності та області застосування точних ходових гвинтів в верстатному обладнанні*

|  |  |
| --- | --- |
| Клас точності | Область застосування |
| 0-1 | Для особо точних переміщень повздовжніх органів координатно-розточувальних, координатних внутрьошліфувальних, різьбошліфувальних, в ділильних механізмах та машинах без корекційних пристроїв |
| 2 | В точних токарно-гвинторізних, зубообробних, фрезерних та затилувальних верстатах; точних ділильних механізмах |
| 3 | В універсальних токарно-гвинторізних, різьбофрезерних та ін. верстатах |
| 4 | Для переміщення вузлів верстатів пониженої точності, що працюють з лімбом; для механізмів допоміжних переміщень |

*Матеріали для ходових гвинтів та гайок*. Оскільки точність гвинтової пари ковзання визначається в основному гвинтом (зношування гайки мало впливає на її кінематичну точність), матеріал ходового гвинта повинен забезпечувати довготривале збереження точності. Це може бути досягнене його високою поверхневою твердістю. Вибір матеріалу ходового гвинта та гайки базується от області призначення гвинтової пари, класу її точності (табл. 1.1) та фізико-механічних властивостей поверхневого шару (в основному вимогами термообробки).

Для виготовлення гвинтів використовують наступні матеріали:

* азотовані сталі (40ХФА, 18ХГТ), які після азотування на глибиёну 0,5 мм забезпечують високу зносостійкість та стабільність розмірів; забезпечують твердість *HRCэ* 53–58;
* високовуглецеві сталі (8ХВ, ХВГ,7ХГ2ВМ, У10А, У12А) для незміцнених ходових гвинтів, що підлягають об’ємній або поверхневому загартуванню з нагрівом ТВЧ; забезпечують твердість *HRCэ* 50–60;
* середньо вуглецеві сталі (сталь 45, 50) для невідповідальних гвинтів, до яких не пред’являються високі точності вимоги;
* для термічно необроблених ходових гвинтів токарних верстатів нормальної (*Н*) та підвищеної (*П*) точності найліпшим матеріалом є гарячекатана сталь А40Г, також можна використовувати сталь 45 і 40Х покращена;
* для ходових гвинтів 0 та 1-го класу точності у випадку кінцевої обробки різцем використовують сталь У10А, відпаленої до твердості *HB* 197;
* для загартованих та шліфованих за профілем різьби ходових гвинтів 0 та 1-го класу точності використовують зносостійкі сталь марок 40ХГ та 65Г.

Гайки для ходових гвинтів:

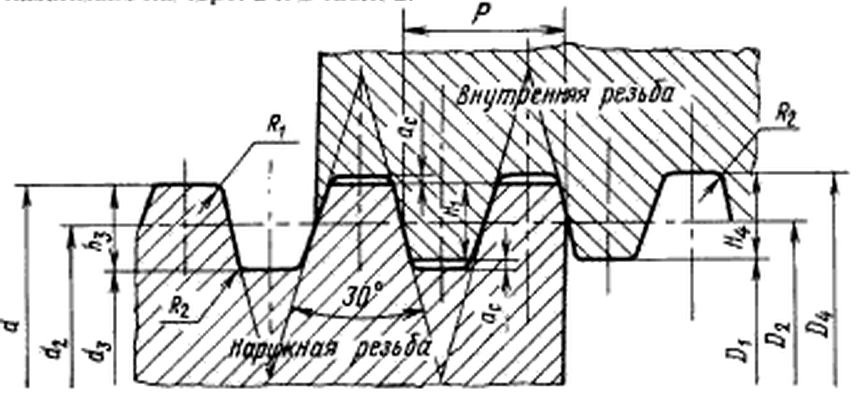
* гайки прецизійних та точних верстатів для гвинтів 0-2 класу точності, виготовлюють з олов’яних бронз (БрОФ10-0,5 або Бр10Ф1; БрОЦС6-6-3 або БрО6Ц6С3 інколи БрОЦС5-5-5);
* гайки для невідповідальних передач, гвинтів 3-4 класу точності, виготовлюють з антифрикційного чавуна;
* при доброму захисту ходових гвинтів від забруднення відходами обробки доцільно виготовляти гайки з бронз або цинкового сплаву ЦАМ 10-5, який має при роботі в парі з сталлю добрі характеристики тертя;
* гайки для гвинтів поперечної подачі, що використовуються для чистових операцій, або верстатів для обробки легко оброблюваних матеріалів можна використовувати текстоліт марок ПТ, ПТК або інш.
* для важких верстатів та з метою економії олов’яної бронзи великі гайки виконують біметалевими (з сталевого корпуса і центробіжним способом залитої бронзи, на якій потім нарізують різьбу).

Рекомендації для вибору марок сталі та методів зміцнення ходових гвинтів ковзання наведені у табл. 3.9.

***3.3.2 Передача ходовий гвинт-гайка з трапецеїдальною різьбою***

*Профіль передачі.*За ГОСТ 9484-81 номінальні діаметри гвинтів дорівнюють 8…640 мм, а крок 1,5…24 мм. Трапецеїдальної багатозахідної різьби виконують з числом заходів , номінальний діаметр 10…320 мм, а крок 1,5…48 мм. Трапецеїдальна різьба може бути трьох класів точності: точного, середнього та грубого.

ГОСТ 9484-81, основний профіль трапецеїдальної різьби наведено на рис. 3.14.



*– висота профілю зовнішнього різьблення, – висота профілю внутрішнього різьблення, – внутрішній діаметр зовнішнього різьблення, – зовнішній діаметр зовнішнього різьблення, – радіус округлення при вершині зовнішнього різьблення, – радіус округлення при впадині зовнішнього та внутрішнього різьблення, – зазор при вершині різьблення*

*Рисунок 3.14 – Номінальний профіль трапецеїдального різьблення за ГОСТ 9484-81*

*Допустимі відхилення гвинтів.*Положення полів допусків, що визначаються основними відхиленнями, та ступенями точності, які прийняті в системі допусків для однозаходної трапецеїдальної різьби, наведено у ГОСТ 9562-81. В додаток до вказаних стандартних допусків на різьбу до ходових гвинтів та гайок до них передбачено наступне:

1. Найбільша допустима накопичувана похибка шага наведена в табл. 10.
2. Допуски на зовнішній, середній та внутрішній діаметри різьби гвинтів встановлюють не більш відповідних допусків на трапецеїдальну різьбу за ГОСТ 9484-81 з полем допуску 7Н за ГОСТ 9562-81.

*Таблиця 3.8 – Рекомендації для вибору марок сталі та методів зміцнення ходових гвинтів ковзання*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Група ходових гвинтів | Основні характеристики гвинтів | | | | | Матеріал та метод зміцнення | | | Відносне подовження гвинта | Технологічні особливості |
| Найбільша довжина *L*, мм | Клас точності | Зовнішній діаметр *d*, мм |  | Крок різьби *P*, мм | Метод зміцнення | Марка сталі1 | Твердість поверхні HRC2 |
| Термічно зміцнені | ≤ 2500 | 1, 2, 3 | не обмежено | ≤35 | >6 | Азотування | 40ХФА  30Х3ВА  18ХГТ | 54-56  59-62  55-59 | 0,004-0,006 | До азотування різьба виконується з корекцією, яка враховує подовження при азотуванні. При різьба кінцево шліфується до азотування |
| 0, 1, 2, 3 | ≤70 | <12 | Загартування в олії або на повітрі | ХВГ | 54-58 | 0,10-0,12 | Зміцнення до нарізування різьби. Різьба виконується після загартування. |
| ≤120 | ≤40 | не обмежено | 7ХГ2ВМ3 | 54-58 | 0,03-0,06 | Різьба виконується перед зміцненням |
| 2, 3 | Х6ВФ3 | 52-58 | 0,03-0,06 |
| Незміцнені | не обмежено | 0, 1, 2, 3 | не обмежено | >40 | -//- | ̵ | У10А | ̵ | ̵ | Гвинти підлягають стабілізуючий обробці |
| 0, 1, 2 | не обмежено | | | ̵ | А40Г | ̵ | ̵ |
| 2, 3, 4 | 35; 45 | ̵ | ̵ | Гвинти підлягають нормалізації з високим відпусканням та стабілізуючий обробці |
| **Примітка.** 1. Якщо не вказані дві або більш марки сталі, перша – основна, наступні – заміннии.  2. Для азотованих гвинтів обов’язковим є контроль твердості за глибиною шару.  3. Гвинти діаметром до 70 мм рекомендується виготовлювати зі позначеної сталі тільки в випадку зниженої жорсткості. | | | | | | | | | | |

*Таблиця 3.9 – Допустима накоплена похибка кроку гвинта, мкм*

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Клас точності гвинта | В межах одного кроку | На довжині, мм | | | На кожні наступні 300 мм довжини додається | На усієї довжині гвинта, не більш |
| 25 | 100 | 300 |
| 0 | ±2 | 2 | 3 | 5 | 2 | 10 |
| 1 | ±3 | 5 | 6 | 9 | 3 | 20 |
| 2 | ±6 | 9 | 12 | 18 | 5 | 40 |
| 3 | ±12 | 18 | 25 | 35 | 10 | 80 |
| 4 | ±25 | 35 | 50 | 70 | 20 | 100 |

1. Для забезпечення потрібної точності гвинтів за шагом й для запобігання різьби гвинтів від швидкої втрати точності у разі місцевого зношування надані відхилення на овальність середнього діаметру гвинта, наведено у табл. 3.10.

Допустимі відхилення кроку та профілю ходових гвинтів 0 та 1-го класів точності повинні забезпечуватись відповідною жорсткістю, що характеризується :

* для 0-го класу точності ;
* для 1-го класу точності , де – довжина різьби.

1. Допуски на постійність розміру навколишнього діаметра гвинта та внутрішнього діаметра гайки, коливання розмірів повинні укладатися в поля допусків *h*5 для гвинтів та *H*6 для гайок до гвинтів 0-2 класів точності, *h*7 та *H*8 – для 3-го класу, *f*7 та *H*8 – для 4-го класу точності.

*Таблиця 3.10 – Допустимі відхилення середнього діаметру гвинта на овальність, мкм*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Клас точності гвинта | Овальність при кроці, мм | | | Конусоподібності, мкм |
| 3-5 | 6-10 | 12-20 |
| 0 | 3 | 3 | 5 | 5 |
| 1 | 5 | 5 | 7 | 8 |
| 2 | 7 | 8 | 10 | 10 |
| 3 | 10 | 12 | 15 | 15 |
| 4 | 15 | 18 | 20 | 20 |

1. Биття навколишнього діаметру ходових гвинтів при перевірки їх в центрах допускається в межах, наведених в табл.3.11.

*Таблиця 3.11 – Допустиме биття зовнішнього діаметра гвинтів, мкм*

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Клас точності гвинта | Для гвинта довжиною, м | | | |
| До 1 | Зб. 1 до 2 | Зб. 2 до 4 | Зб. 4 до 6 |
| 0 | 20 | 40 | — | — |
| 1 | 40 | 60 | — | — |
| 2 | 80 | 100 | 150 | 200 |
| 3 | 120 | 150 | 200 | 300 |
| 4 | 200 | 250 | 300 | — |

1. Для кожної половини кута профілю різьби гвинтів встановлюють допустимі відхилення, наведені в табл. 3.12.

*Таблиця 3.12 – Допустимі відхилення на половину кута профілю, хв.*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Клас точності гвинта | При кроках гвинта, мм | | |
| 3-5 | 6-10 | 12-20 |
| 0 | 12 | 10 | 8 |
| 1 | 15 | 12 | 10 |
| 2 | 20 | 18 | 15 |
| 3 | 30 | 25 | 20 |
| *Примітка*. Для гвинтів 4-го класу точності відхилення не регламентовані та обмежуються лише величиною допуску на середній діаметр. | | | |

*Допустимі відхилення гайок.*

1. Допуски на навколишній, середній та внутрішній діаметри різьби та гайок встановлюють не більш відповідних допусків на трапецеїдальну різьбу за ГОСТ 9484-81 з полем допуску *Н*8 за ГОСТ 9562-81.
2. В розрізних гайках для забезпечення, після їх зношування, правильного прилягання різьби гвинта к різьбі гайки, за обома сторонами профілю внутрішній та зовнішній діаметри різьб повинні бути збільшені на 0,5 мм відносно стандартизованого розміру.
3. Допуски на внутрішній діаметр різьби встановлюють за *H*6 для гайок до гвинтів 0-2 класів точності, *H*6 – для 3-го класу, *H*8 – для 4-го класу точності. Це роз поширюється тільки на ті випадки, коли внутрішній діаметр різьби слугує технологічною базою для кінцевої обробки корпуса гайки.
4. Величини допустимих відхилень профілю та кроку гайок не регламентовані, але обмежуються величиною допуску на середній діаметр.

З урахуванням значень наведених в табл. 3.13. слід призначати: допуски кроку, кута профілю, колоподібності середнього діаметру та биття навколишнього діаметру різьби гвинта та відхилення середнього діаметра гайки.

Шорсткість поверхонь сторін профілю гвинтів та гайок наведена в табл. 3.14.

*Таблиця 3.13 – Допуски на ходові гвинти та гайки*

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Відхилення | Клас точності | | | | |
| 0 | 1 | 2 | 3 | 4 |
| Накоплене внутрікрокове Δ*P*360, мкм | ±2 | ±3 | ±6 | ±12 | ±25 |
| Накоплене переміщення Δ*P*360, мкм | 5 | 9 | 18 | 35 | 70 |
| Половина кута профілю, хв., при *P*=6…10 мм | 10 | 12 | 18 | 25 | – |
| Від колоподібності, мкм, середнього діаметру різьби при *P*=6…10 мм | 4 | 6 | 8 | 12 | 18 |
| Допуск на радіальне биття, мкм, навколишнього діаметру при довжині гвинта 1-2 м | 40 | 60 | 100 | 150 | 250 |
| Середнього діаметра різьби гайки (в бік «+»), мкм, при *P*=6…10 мм | 60 | 65 | 75 | 100 | 120 |

*Таблиця 3.14 – Параметри шорсткості поверхні Rа сторін профілю трапецеїдальної різьби, мкм*

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Класи точності | Ходові гвинти | Гайки |
| 0 | 0,20 | – |
| 1 | 0,40 | – |
| 2 | 0,80 | 0,80 |
| 3 | 1,60 | 1,60 |
| 4 | 1,60 | 2,50 |

*Конструктивні особливості передачі.* Для ходових гвинтів необхідно вказувати профіль різьби, її напрям, номінальний діаметр, крок, довжину та вид кінців для опор гвинта й встановлювальні елементи приводу. Конструкція ходових гвинтів відрізняється простотою форми та відсутністю різких переходів, які призводять до його деформації при обробці. Довгі ходові гвинти для полегшення їх обробки роблять складальними (табл. 3.15).

Привод гвинта або гайки здійснюється через з’єднувальну муфту, шестерню або зубчато-ремну передачу.

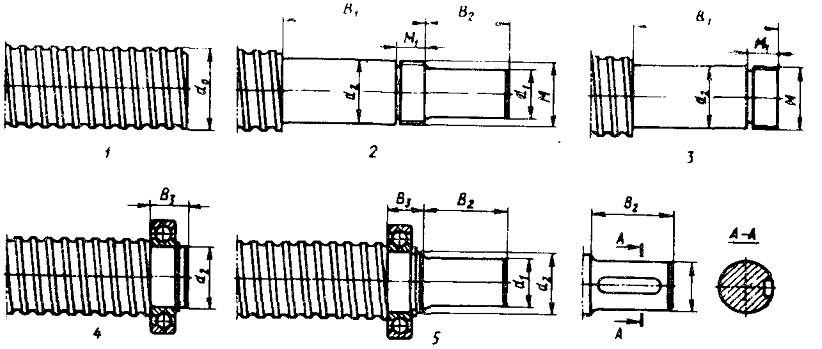
Опори гвинтів повинні задовольнять наступним основним вимогам: забезпечувати мале осьове та радіальне биття при обертанні гвинта; не допускати неспівпадання осів гвинта та гайки при монтажу на верстаті; забезпечувати високу жорсткість в осьовому напрямку; забезпечувати необхідну довговічність для сильно навантажених гвинтів.

Гвинт в осьовому напрямку фіксують звичайно одною опорою, інколи двома. Зазор в гайках гвинтових передач регулюють спеціальними пристроями (рис. 3.13), а зазор в опорах гвинта – регулювальними гайками.

Кінці ходових гвинтів для передачі гвинт-гайка з тертям ккочення або ковзання, може мати п’ять виконань (рис. 3.15). розміри кінців ходових гвинтів різних типорозмірів вказані в табл. 3.16 розміри фланцевих гайок з трапецеїдальною різьбою (рис. 3.16) наведено у табл. 3.17.

*Таблиця 3.15 – Способи з’єднання ходових гвинтів*

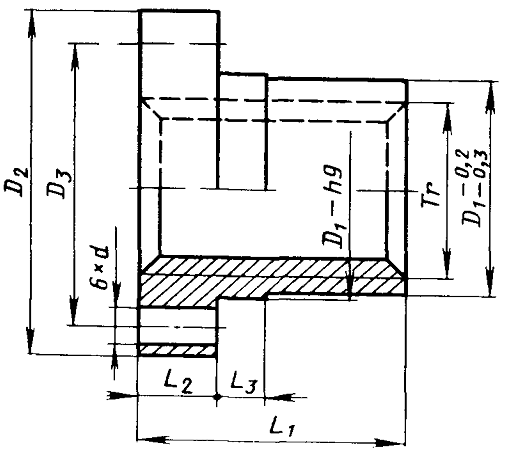
|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Спосіб з’єднання | Схема з’єднання | Примітка |
| Різьблення засобами внутрішнього проставлення та конічного штифту |  | Обидві частини ходового гвинта виготовляють окремо з кінцевим шліфуванням різьби |
| Різьблення засобами хвостовика з використанням клину |  | –//– |
| Конусне с використанням конічного штифту |  | Середню частину ходового гвинта виготовлюють окремо з кінцевим шліфуванням різьби |



*Рисунок 3.15 – Конструктивне виконання кінців ходових гвинтів*

*Таблиця 3.16 – Розміри ходових гвинтів, відповідно до рис.3.15*

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *d*0, мм | *d*1, мм | *d*2, мм | *В*1, мм | *В*2, мм | *В*3, мм | *M* | *М*1, мм |
| 8 | 4 | 5 | 24 | 12 | 7 | M5×0,8 | 6 |
| 10 | 5 | 6 | 26 | 12 | 9 | M6×1 | 6 |
| 12 | 6 | 8 | 38 | 12 | 10 | M8×1 | 11 |
| 16 | 10 | 12 | 50 | 17 | 15 | M12×1 | 8 |
| 20 | 12 | 15 | 62 | 25 | 15 | M15×1 | 10 |
| 25 | 15 | 17 | 66 | 30 | 15 | M17×1 | 10 |
| 32 | 20 | 25 | 79 | 40 | 20 | М25×1 | 13,5 |
| 40 | 25 | 30 | 83 | 45 | 91 | МЗО×1,5 | 13,5 |
| 50 | 30 | 40 | 95 | 50 | 26 | М40×1,5 | 16,5 |
| 63 | 40 | 50 | 112 | 65 | ЗО | М50×1,5 | 19,5 |
| 80 | 50 | 60 | 125 | 75 | 40 | М60×2 | 27 |
| 100 | 60 | 80 | 140 | 100 | 50 | М80×2 | 35 |

**

*Рисунок 3.16. – Загальний вигляд та основні розміри гайки з трапецеїдальною різьбою*

*Таблиця 3.17 – Розміри фланцевих гайок (бронза) ходових гвинтів з трапецеїдальною різьбою*

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Tr* | *D*1, мм | *D*2, мм | *D*3, мм | *d*, мм | *L*1, мм | *L*2, мм | *L*3, мм |
| 10×2 | 25 | 42 | 34 | 5 | 25 | 10 | 6 |
| 10×3 | 25 | 42 | 34 | 5 | 25 | 10 | 6 |
| 12×3 | 28 | 48 | 38 | 6 | 35 | 12 | 8 |
| 14×4 | 28 | 48 | 38 | 6 | 35 | 12 | 8 |
| 15×4 | 28 | 48 | 38 | 6 | 35 | 12 | 8 |
| 18×4 | 28 | 48 | 38 | 6 | 35 | 12 | 8 |
| 20×4 | 32 | 55 | 45 | 7 | 44 | 12 | 8 |
| 22×5 | 32 | 55 | 45 | 7 | 44 | 12 | 8 |
| 24×5 | 32 | 55 | 45 | 7 | 44 | 12 | 8 |
| 26×5 | 38 | 62 | 50 | 7 | 46 | 14 | 8 |

*Продовження таблиці 3.17*

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| *Tr* | *D*1, мм | *D*2, мм | *D*3, мм | *d*, мм | *L*1, мм | *L*2, мм | *L*3, мм |
| 28×5 | 38 | 62 | 50 | 7 | 46 | 14 | 8 |
| 30×6 | 38 | 62 | 50 | 7 | 46 | 14 | 8 |
| 32×6 | 45 | 70 | 58 | 7 | 54 | 16 | 10 |
| 36×6 | 45 | 70 | 58 | 7 | 54 | 16 | 10 |
| 40×7 | 63 | 95 | 78 | 9 | 66 | 16 | 12 |
| 44×7 | 63 | 95 | 78 | 9 | 66 | 16 | 12 |
| 48×8 | 72 | 110 | 90 | 11 | 75 | 18 | 14 |
| 50×8 | 72 | 110 | 90 | 11 | 75 | 18 | 14 |
| 60×9 | 88 | 130 | 110 | 13 | 90 | 20 | 16 |

***3.3.3 Порядок розрахунок передачі***

*Основними вихідними даними* для розрахунку тягових гвинтів металорізальних верстатів, з трапецеїдальним профілем є: максимальне тягове зусилля *Q*, H (осьове зусилля, що діє на гвинт); швидкості переміщення виконавчого органу верстата *S*max та *S*min м/хв; максимальна довжина робочого ходу виконавчого органу верстата *L*max, мм; матеріали з якого виконано пару гвинт-гайка ковзання.

*Типовій порядок розрахунку:*

1. За класом точності верстату та типу вибирається клас точності передачі гвинт-гайка ковзання з трапецієвидним профілем (см. табл. 3.8) та матеріали пари (см. табл. 3.9).
2. В залежності від області використання, конструктивних особливостей привода проектованого верстатного обладнання вибирається схема установки гвинта в опорах, їх тип та схема вибирання зазору (рис. 3.13).
3. Для попереднього розрахунку приймається типорозмір передачі, в залежності від осьових зусиль та робочої довжини ходового гвинта. Робоча довжина ходового гвинта попередньо приймається рівною *L*max, а необхідний середній діаметр різьблення може бути визначений як . Після цього необхідно за допомогою табл. 3.17 підібрати необхідний типорозмір різьби ( округлити в більший бік до номінального значення) та провести перевірку відповідно даних наведених у табл.3.18.
4. В залежності від типорозміру передачі та вибраної схеми вибирання зазору визначаються конструктивні особливості гайки та призначаються основні її розміри (рис.3.16, табл. 3.17).

*Таблиця 3.18 – Допустимі значення сил розтягнення та стискання для ходових гвинтів з трапецеїдальною різьбою*

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Типорозмір передачі | Сила розтягнення, *Н* | Сила стискання, *Н*, при довжині гвинта, *м* | | | | | | | | | |
| 0,20 | 0,50 | 0,75 | 1,00 | 1,50 | 2,00 | 2,50 | 3,00 | 4,00 | 5,00 |
| *Tr*10×3 | 330 | 75 | 12,0 | 5,4 | 3,0 | — | — | — | — | — | — |
| *Tr*12×3 | 570 | 221 | 35,4 | 15,7 | 8,9 | 3,9 | — | — | — | — | — |
| *Tr*14×4 | 710 | 345 | 55,2 | 24,6 | 13,8 | 6,1 | 3,4 | — | — | — | — |
| *Tr*16×4 | 1040 | 740 | 118,0 | 52,4 | 29,5 | 13,1 | 7,4 | 4,7 | 3,3 | 1,8 | — |
| *Tr*18×4 | 1430 | 1408 | 225,0 | 100,0 | 56,3 | 25,0 | 14,0 | 9,0 | 6,3 | 3,5 | 2,2 |
| *Tr*20×4 | 1890 | — | 391,0 | 173,8 | 97,7 | 43,4 | 24,4 | 15,6 | 10,8 | 6,1 | 3,0 |
| *Tr*22×5 | 2140 | — | 502,0 | 223,0 | 125,5 | 55,8 | 31,4 | 20,0 | 13,9 | 7,8 | 5,0 |
| *Tr*24×5 | 2690 | — | 794,0 | 353,0 | 198,0 | 88,2 | 49,6 | 31,7 | 22,0 | 12,4 | 7,0 |
| *Tr*26×5 | 3300 | — | 1200,0 | 532,0 | 300,0 | 133,0 | 74,8 | 47,8 | 33,3 | 18,7 | 12,0 |
| *Tr*28×5 | 3980 | — | 1732,0 | 770,0 | 433,0 | 192,5 | 108,2 | 69,2 | 48,2 | 27,0 | 17,3 |
| *Tr*30×6 | 4340 | — | 2062,0 | 918,0 | 517,0 | 229,0 | 129,0 | 82,5 | 57,3 | 32,2 | 20,6 |
| *Tr*32×6 | 5110 | — | 2860,0 | 1271,0 | 715,0 | 318,0 | 178,0 | 114,3 | 79,4 | 44,7 | 28,6 |
| *Tr*36×6 | 6830 | — | 5120,0 | 2280,0 | 1280,0 | 569,0 | 320,0 | 205,0 | 142,2 | 80,0 | 51,2 |
| *Tr*40×7 | 8300 | — | 7560,0 | 3360,0 | 1890,0 | 840,0 | 472,0 | 302,0 | 210,0 | 118,0 | 75,6 |
| *Tr*44×7 | 10460 | — | — | 5330,0 | 3000,0 | 1332,0 | 750,0 | 480,0 | 333,0 | 187,0 | 120,0 |
| *Tr*50×8 | 13530 | — | — | 8940,0 | 5020,0 | 2230,0 | 1255,0 | 804,0 | 558,0 | 314,0 | 201,0 |
| *Tr*55×9 | 16260 | — | — | 12880,0 | 7210,0 | 3220,0 | 1810,0 | 1160,0 | 805,0 | 452,0 | 290,0 |
| *Tr*60×9 | 20030 | — | — | 19570,0 | 11000,0 | 4890,0 | 2750,0 | 1761,0 | 1222,0 | 688,0 | 440,0 |
| *Tr*70×10 | 27810 | — | — | — | 21200,0 | 9420,0 | 5300,0 | 3390,0 | 2352,0 | 1325,0 | 848,0 |
| *Tr*80×10 | 37940 | — | — | — | — | 17560,0 | 9880,0 | 6320,0 | 4890,0 | 2470,0 | 1580,0 |

1. В залежності від вибраного типорозміру передачі, області використання та схеми дії навантаження вибирають тип кріплення опор ходового гвинта, параметри підшипникових опор та розміри конструктивних елементів кінців гвинта (табл. 3.16, рис. 3.15). Після цього визначається загальна та робоча довжина гвинта.

де – довжина гайки (для гайок з механізмом вибірки зазору, загальна довжина залежить від конструкції див. рис. 3.13), – вільна довжина ходу, , залежить від конструкції опор, довжини ходу виконавчого органу, та класу верстату; , – довжина правої та лівої опори, відповідно (рис. 3.16, табл. 3.17).

1. Виконується перевірка та розрахунки: на зносостійкість, міцність ходових гвинтів, гайки на можливість зрізування різьби, на стійкість ходових гвинтів, похибки переміщення в наслідок деформації.

1. Розрахунок на зносостійкість.

Тиск на один опорний виток (при рівномірно розподіленому навантаженні на витках), МПа:

де – кількість витків гайки; – допустимий тиск ( для гвинтів 0, 1, 2-го класів точності; для гвинтів 3-го та 4-го класів точності).

Середній тиск на робочих поверхнях різьби, МПа:

де – хід гвинтової лінії (для одназаходної різьби – крок різьблення, ; для багатозаходної , де *S* – крок гвинтової лінії), мм; – довжина гайки (рис. 3.16, табл. 3.19), мм; – кількість заходів різьблення; – допустиме значення середнього тиску (табл. 3.19), МПа.

Для забезпечення необхідної зносостійкості, попередньо довжина гайки приймається:

*Таблиця 3.19 – Допустимі значення середнього тиску*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Гвинтові передачі | Матеріал | | , МПа |
| гвинта | гайки |
| Для точних розрахункових переміщень (гвинти рачих подач) | Сталь | Бронза | 5,0 |
| Чавун | 2,0 |
| Інші відповідальні передачі верстатного обладнання та механізмів | Бронза | 12,0 |
| Чавун | 8,0 |
| Примітка: 1. Для довгих гайок () значення наведені в таблиці можна збільшувати до 20%.  2 Для роз’ємних матричних гайок, у яких частина різьблення зрізана, наведені значення слід зменшувати на 15-20%. | | | |

2. Розрахунок на міцність ходових гвинтів.

Допустимі напруження в матеріалі гвинта, МПа

де – межа плинності матеріалу гвинта; – коефіцієнт запасу міцності ().

Приведені напруження гвинта, МПа

де – розрахункова площа перетину гвинта, мм2.

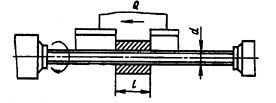


Рисунок 3.17 – Схема для розрахунку на міцність та зносостійкість

Еквівалентні (приведені) напруження, МПа:

де – напруження стискання та розтягнення, МПа; – дотичні напруження, МПа.

де – крутний момент на гвинті, ,

де – кут підйому гвинтової лінії різьблення, що лежить на середньому діаметрі, ; – кут тертя в різьбленні, при коефіцієнті тертя , який залежить від швидкості ковзання (). При малих швидкостях ковзання () кут тертя (при розрахунку ККД гвинтової пари приведений кут тертя ).

Так, як крутний момент на гвинті залежить від його геометрії та властивостей матеріалу, тоді

де – ККД передачі,

3. Розрахунок гайки на зрізування різьблення.

Розрахунок зводиться до визначення дотичних напружень в тілі металевої гайки, з порівнянням відносно допустимих значень.

де – допустимі напруження, для гайок з фтористої бронзиМПа.

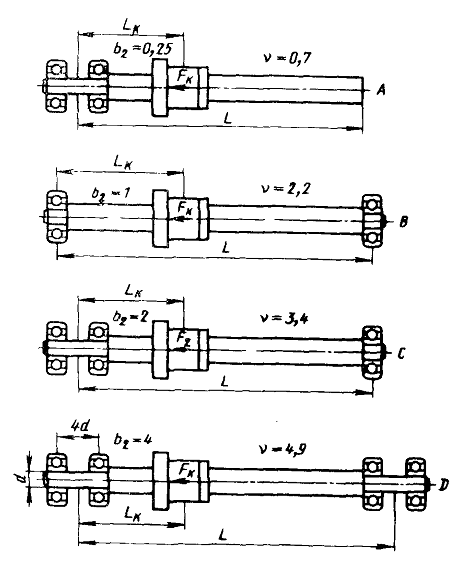
1. Розрахунок критичної частоти обертання ходового гвинта.

де – критична частоти обертання, об/хв.;– коефіцієнт запасу, ;– коефіцієнт, що залежить від способу кріплення гвинта в опорах (рис. 3.18); – відстані між опорами.

5. Розрахунок ходового гвинта на стійкість.

За розрахункову довжину гвинта необхідно прийняти найбільш можливу відстані між опорами гвинта, тоді розрахунковий запас стійкості

де – необхідне значення запасу стійкості (для вертикальних ходових гвинтів , якщо на гвинт не діють поперечні сили та розрахункове зусилля є мінімальним, в іншому випадку; для горизонтальних ходових гвинтів , у гвинторізних та горизонтальних гвинтах фрезерних верстатів );  
 – модуль пружності матеріалу гвинта (табл. 3.20); – коефіцієнт, який залежить від виду закріплення гвинта в опорі (табл. 3.21);  
 – розрахунковий момент інерції поперечного перетину гвинта, мм4,



*а) один кінець закріплено, інший вільний; б) обидва кінці в опорах;  
в) один кінець закріплено, інший на опорному кріпленні; г) обидва кінця закріплено*

*Рисунок 3.18 – Способи кріплення гвинта*

*Таблиця 3.20 – Фізичні властивості матеріалів гвинта при 20·⁰С*

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Марка сталі | Модуль нормальної пружності, *Е*, ГПа | Модуль пружності при зсуву та крученні G, ГПа | Щільність, ρ, кг/см3 | Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м°С) | Коефіцієнт лінійного розширення (*αV*, 10-6 1/°С) | Питома теплоємність, С, Дж/(кг°С) |
| **45** | 200 | 78 | 7826 | 48 | 11.9 | 473 |
| **40Х** | 214 | 85 | 7850 | 41 | 11.8 | 466 |
| **40ХГ** | - | - | - | - | - | - |
| **А40Г** | - | - | - | - | - | - |
| **65Г** | 215 | 84 | 7850 | 37 | 11.8 | 490 |
| **У10А** | - | - | 7810 | 40 | 11.5 | - |
| **У12А** | 209 | 82 | 7830 | 45 | 10.5 | 469 |
| **8ХВ** | - | - | - | - | - | - |
| **ХВГ** | - | - | 7850 | - | 11.0 | - |
| **7ХГ2ВМ** | - | - | - | - | - | - |
| **40ХФА** | 215 | 84 | 7810 | 37 | 12.1 | 466 |
| **18ХГТ** | 211 | 84 | 7800 | 37 | 10.0 | 495 |

*Таблиця 3.21 – Значення коефіцієнта , в залежності від кріплення в опорі*

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| Схема закріплення | | |  |
|  |  |  | 40 |
|  |  |  | 28 |
|  |  |  | 20 |
|  |  |  | 18 |
|  |  |  | 10 |
| Примітка: 1. – характеристика опори, (рис. 3.19).  2. Вид опор встановлюють в залежності від :  при – опора шарнірна;  при – гвинт закладений в опорі;  при – гвинт закладений в опорі пружно.  Це справедливо для нероз’ємні гайок, роз’ємні гайки слід розглядати як шарнірну опору. | | | |

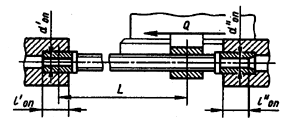


Рисунок 3.19 – Схема для розрахунку на стійкість

Критичне осьове навантаження при повздовжньому прогині, Н,

де – коефіцієнт, який призначається в залежності від прийнятої схеми кріплення опор гвинта (рис. 3.18); – відстань від середини опори гвинта до середини опори гайки, мм.

6. Похибка переміщенню внаслідок деформації ходового гвинта.

Якщо до розтягнення (стискання) та скручування схильний одна й та же ділянка ходового гвинта, похибка переміщенню, мм

Якщо до розтягнення (стискання) та скручування схильний одна ділянка ходового гвинта довжиною , а скручуванню ділянка , похибка переміщення

Коефіцієнт (рис. 3.20) враховує збільшення похибки переміщення внаслідок скручування ходового гвинта в залежності від величини .

*Рисунок 3.20 – Зміна коефіцієнта в залежності від  
співвідношення*

0

0,1

0,2

0,3

*k*

0,1

0,2

0,3

0,4

Криві, що характеризують похибку переміщення в наслідок деформації ходового гвинта, наведені на рис. 3.21.

**Схема А**

**Схема Б**

Δ, мкм

4

2

1

3

*1 – похибка від розтягнення ходового гвинта з опорами за схемою А;  
2 – сумарна похибка від розтягнення та скручування ходового гвинта з опорами за схемою А; 3 - похибка від стискання ходового гвинта з опорами за схемою Б; 4 – сумарна похибка від стискання та скручування ходового гвинта з опорами за схемою Б*

*Рисунок 3.21 – Накопичувана похибка переміщення внаслідок деформації ходового гвинта*

**Література**

1. Анурьев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т.: Т. 2. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2001. – 912 е.: ил. ISBN 5-217-02964-1
2. Базров Б. М. Адаптивное управление станками / Б. М. Базров, Б. С. Балакшин, И. М. Баранчукова и др. // (Библиотека технолога). М.: Машиностроение, 1973. – 687 c.
3. Гузеев В.И. Режимы резания для токарных и сверлильно-фрезерно-расточных станков с числовым управлением: справочник / Гузеев В.И., Батуев В.А., Сурков И.В. – 2-е изд. - М.: Машиностроение, 2007. – 368 с. – ISBN 978-5-217-03404-8.
4. Евгеньев Г.Б. Основы программирования обработки на станках с ЧПУ / Г.Б. Евгеньев. – М.: Машиностроение, – 1983. – 304 с.
5. Кудинов В. А. Динамика станков / В. А. Кудинов. – М.: Машиностроение, 1967. – 356 с.
6. Маталин А. А. Многооперационные станки / А. А. Маталин, Т. Б Дашевский, Н. И. Княжицкий. – М : Машиностроение, 1974. – 320 с.
7. Мельничук П.П. Технологія машинобудування: підручник / П.П. Мельничук, А.І. Боровик, П.А. Лінчевський, Ю.В. Петраков (бібліогр.). – Ж.: ЖДТУ, 2005. – 882 с. - ISBN 966-683-087-6.
8. Металлорежущие станки: Учебник для машиностроительных втузов / Под ред. В. Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 е., ил.
9. Михеев Ю. Е. Системы автоматического управления станками / Ю. Е. Михеев, В. Л. Сосонкин. – М.: Машиностроение, 1978. – 264 c.
10. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем: Справочник-учебник. В 3-х т. Т. 2. Ч. I. Расчет и конструирование узлов и элементов станков / А. С. Проников, Е. И. Борисов, В. В. Бушуев и др.; Под общ. ред. А. С. Проникова. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана: Машиностроение, 1995. – 371 е.: ил. ISBN 5-7038-1279-8, ISBN 5-217-02744-4
11. Пуш В. Э. Автоматические станочные системы/ В. Э. Пуш, В.Л. Пигерт, В. Л. Сосонкин. – М.: Машиностроение, 1982. – 319 с.
12. Решетов Д. Н. Детали и механизмы металлорежещих станков. Шпиндели и их опоры механизмы и детали приводов / Д. Н. Решетов, В. В. Каминская, А. С. Лапидус, и др. – М.: Машиностроение, 1972. – 520 с.
13. Струтинський В. Б. Математичне моделювання процесів та систем механіки: підручник/ В. Б. Струтинський. – Ж.: ЖІТІ, 2001. – 612 с.
14. Струтинський В. Б., Математичне моделювання процесів та систем механіки: підручник/ В. Б. Струтинський, П. П. Мельничук. – Ж.: ЖІТІ, 2002. – 570 с.

**ДОДАТОК А**

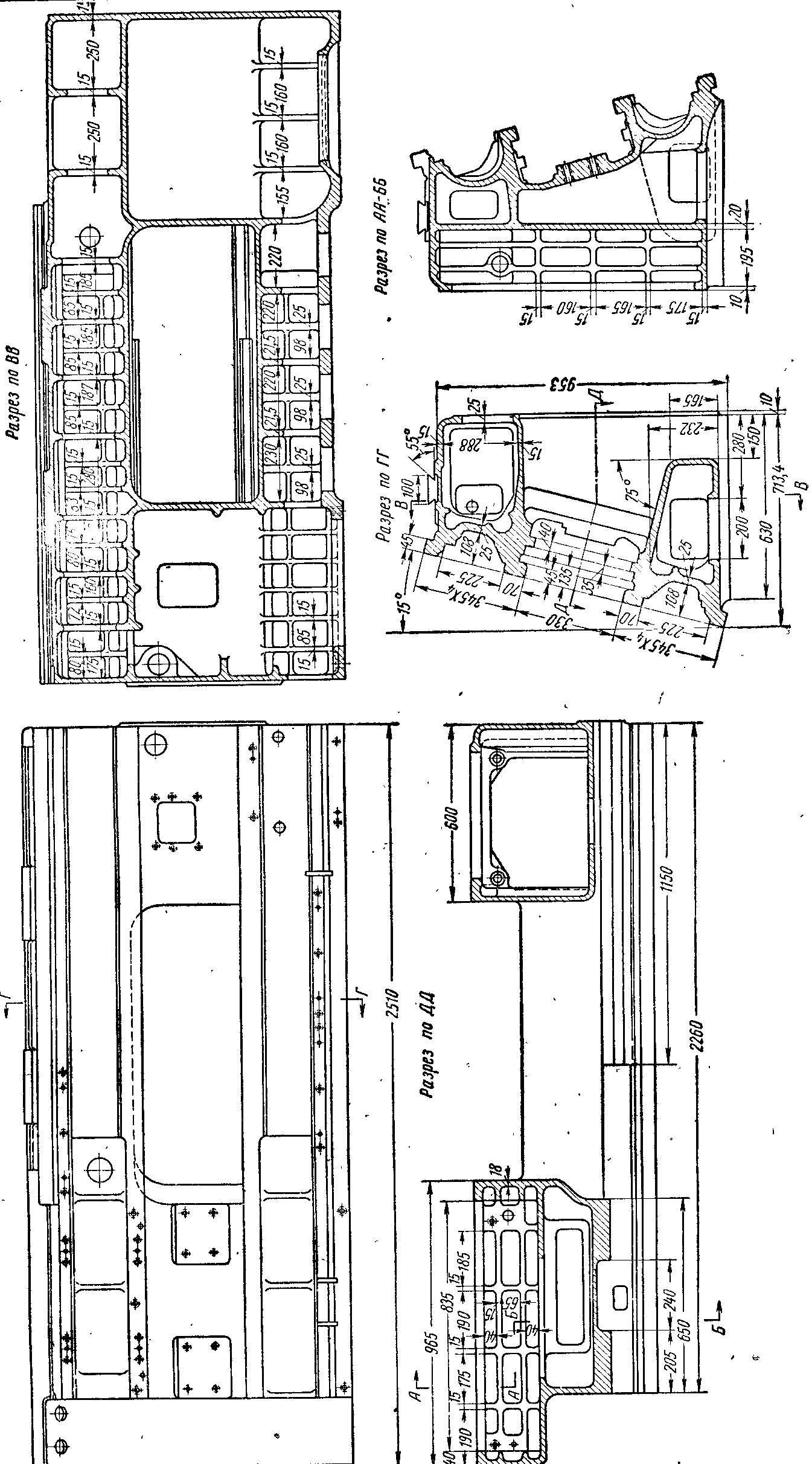


Рисунок А.1 – Станина токарно-копіювального верстата мою. 1722

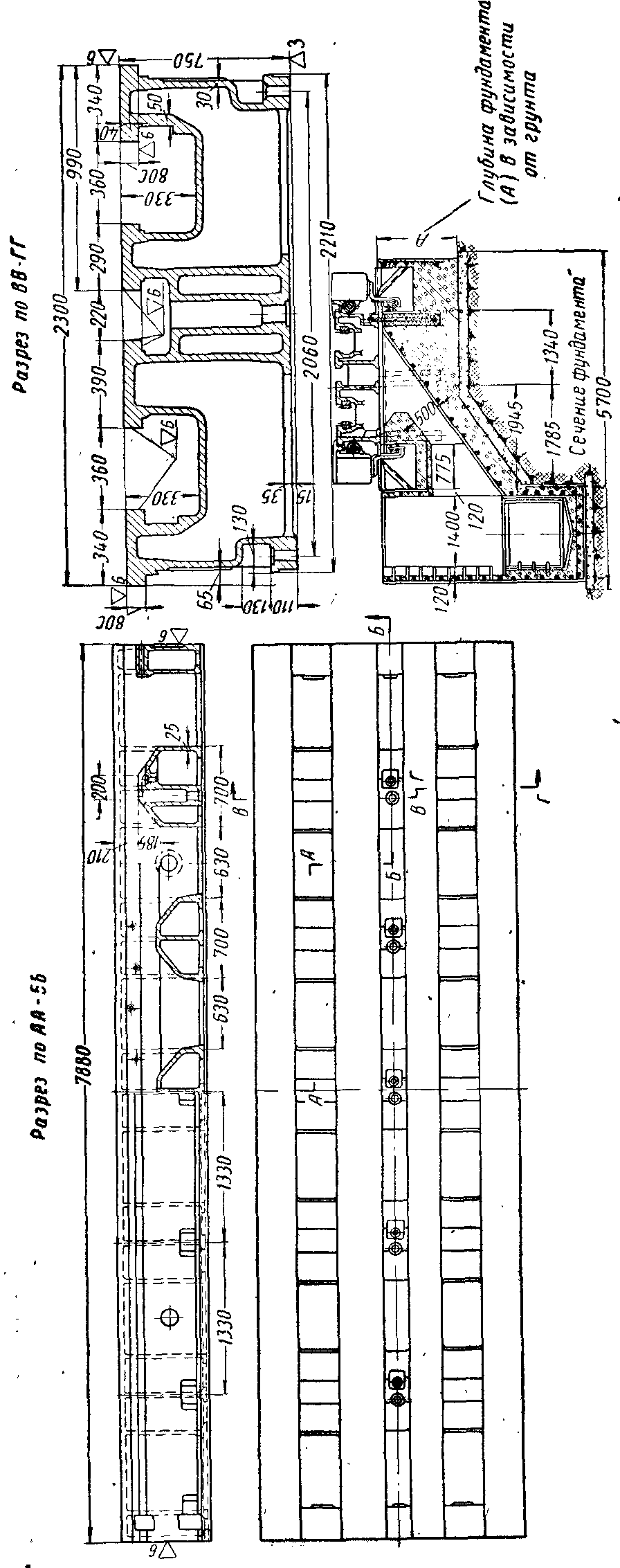


Рисунок А.2 – Станина важкого токарного верстата мод. 1680

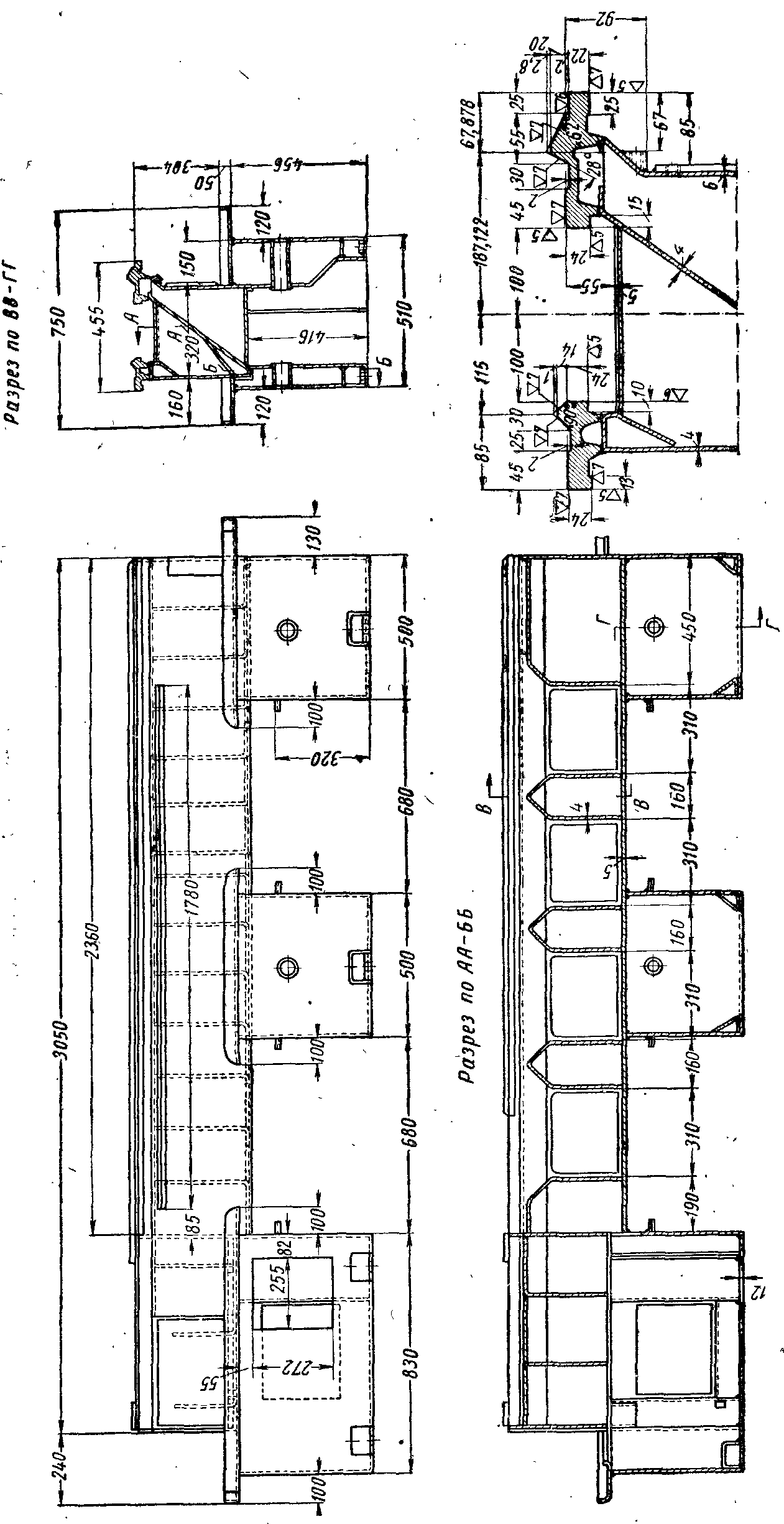


Рисунок А.3 – Зварювана станина токарно-гвинторізного верстата мод. А5

*Навчальне видання*

**КОВАЛЬОВ Віктор Дмитрович**

**ГАКОВ Сергій Олександрович,**

**МЕЛЬНИК Максим Сергійович**

**КОНСТРУЮВАННЯ І РОЗРАХУНОК ВЕРСТАТІВ ТА ВЕРСТАТНИХ КОМПЛЕКСІВ**

**Навчальний посібник**

Редактор О. М. Болкова

Комп’ютерна верстка О. П. Ордіна

107/2008. Підп. до друку 05.06.08. Формат 60 х 84/8.

Папір офсетний. Ум. друк. арк. 6,25. Обл.-вид. арк. 5,54.

Тираж 100 прим. Зам. № 121.

Донбаська державна машинобудівна академія

84313, м. Краматорськ, вул. Шкадінова, 72.

Свідоцтво про внесення суб’єкта видавничої справи

до Державного реєстру

серія ДК №1633 від 24.12.03.