

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з дисципліни
«Складально-зварювальне оснащення»

для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка»
освітніх програм «Технології та устаткування зварювання»,
«Відновлення та підвищення зносостійкості деталей і конструкцій»
усіх форм навчання

2024

Конспект лекцій з дисципліни «Складально-зварювальне оснащення» для студентів спеціальності 131 «Прикладна механіка» освітніх програм «Технології та устаткування зварювання», «Відновлення та підвищення зносостійкості деталей і конструкцій» усіх форм навчання / Укл.: Осіпов М.Ю., Капустян О.Є. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2024 – 84 с.

Укладачі:

Осіпов М.Ю., канд. техн. наук, доцент
Капустян О.Є., канд. техн. наук, доцент

Рецензент:

Куликовський Р.А., канд. техн. наук, доцент

Редактор:

Аверченко І.П., ст. лаб.

Відповідальний за випуск:

Осіпов М.Ю., канд. техн. наук, доцент

Затверджено
на засіданні кафедри ІТЗ та МК
Протокол №01 від 13.09.2023 р.

Рекомендовано
до видання НМК ІФФ
Протокол №6 від 16.01.2024 р.

ЗМІСТ

1 СКЛАД, ПРИЗНАЧЕННЯ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОГО ОСНАЩЕННЯ	5
2 МОДЕРНІЗАЦІЯ ТА ПРОЄКТУВАННЯ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ	7
3 БАЗУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ТА ВУЗЛІВ У СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЯХ	11
3.1 Загальні відомості про базування	11
3.2 Типові схеми базування та вибір баз	14
4 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ СИЛ У СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ СТЕНДАХ ТА КОНДУКТОРАХ	21
4.1 Розрахунок сил притиску листів при утворенні місцевих випуклин і при кутових деформаціях	22
4.2 Розрахунок рівномірно розподілених та зосереджених сил притиску заготовок балки (тема 5)	27
4.3 Розрахунок розпірних сил від нерівномірного нагрівання (тема 6)	32
4.4 Розрахунок сил при стягуванні кромки та вирівнюванні торців циліндричних обичайок (тема 7)	36
4.5 Особливості розрахунку складально-зварювальних пристроїв	42
5 РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СЗО	45
5.1 Конструкції та розрахунок установочних елементів складально-зварювальної оснастки (тема 8)	45
5.2 Класифікація та конструктивні різновиди притискачів (тема 9)	51
5.3 Конструкція та розрахунок гвинтових притискачів, їх переваги та недоліки (тема 10)	58
5.3.1 Розрахунок гвинта	61
5.3.2 Розрахунок гайки	63
5.3.3 Вибір поперечного перерізу корпусу притискача і його розрахунок	64
5.4 Пневматичні притискачі (тема 11)	65
5.5 Гідравлічні та пневмогідравлічні притискачі (тема 12)	74

5.6 Механічні підсилювачі для механізованих приводів притискачів (тема 13)	77
5.7 Електромагнітні притискачі (тема 14).....	81
ЛІТЕРАТУРА	84

1 СКЛАД, ПРИЗНАЧЕННЯ ТА КЛАСИФІКАЦІЯ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОГО ОСНАЩЕННЯ

При виготовленні зварних конструкцій використовують різноманітне складально-зварювальне оснащення. Вибір стандартної або модернізація існуючої та розробка нової складально-зварювальної оснастки є одним з етапів технологічної підготовки виробництва нових зварних конструкцій.

Універсальну оснастку вибирають за чинними стандартами та нормами, що потребує від фахівця знань будови цієї оснастки. При цьому більшу частину видів стандартної оснастки не розраховують на міцність та жорсткість, надійність та ін.

Враховуючи конструктивні особливості різноманітних зварних конструкцій, не завжди вдається вибрати та призначити стандартну оснастку. В цьому випадку фахівець повинен володіти методиками проектування та розрахунку оригінальної, тобто спеціальної оснастки.

По конструктивному оформленню та за характером використання складально-зварювальну оснастку поділяють на універсальну, спеціалізовану та спеціальну.

Призначення складально-зварювальної оснастки зводиться до наступного:

- збереження з необхідною точністю габаритів, геометричної форми та взаємного розміщення деталей і вузлів виготовлюваних зварних конструкцій;
- зменшення обсягу ручних робіт при складанні та зварюванні виробів;
- підвищення продуктивності праці;
- зменшення трудомісткості робіт;
- скорочення тривалості виробничого циклу;
- полегшення умов праці за рахунок механізації ручних робіт;
- використання менш кваліфікованої робочої сили;
- зменшення вартості виготовлюваних зварних конструкцій;
- розширення технологічних можливостей зварювального устаткування;
- підвищення якості зварних виробів та забезпечення їх взаємозамінності;

- підвищення рівня комплексної механізації та автоматизації виробництва зварних конструкцій.

Складально-зварювальну оснастку, що застосовується у зварювальному виробництві, класифікують за декількома ознаками.

1. За функціональним призначенням пристрої для: складання виробів, складально-зварювальні; зварювальні; повороту виробу в зручне для зварювання положення; переміщення виробу під час зварювання; переміщення зварювальних апаратів [1].

2. За методом зварювання – пристрої для електродугового зварювання, для електрошлакового та для контактного зварювання.

3. За ступенем спеціалізації – пристрої універсальні, спеціалізовані та спеціальні.

4. За ступенем механізації і автоматизації – пристрої ручні, механізовані, напівавтоматичні та автоматичні.

5. З необхідністю зміни положення – пристрої поворотні та неповоротні.

6. За видом установлення у виробничих приміщеннях – пристрої стаціонарні, пересувні та переносні.

7. За джерелом енергії силових приводів обертання, переміщення та притиску заготовок – пристрої пневматичні, гідравлічні, пневмогідравлічні, вакуумні, електромагнітні, електромеханічні, комбіновані.

8. За типом зварних конструкцій – пристрої для плосколистових (полотнищ), оболонкових, балкових, рамних та решітчастих, корпусних конструкцій, деталей машин та приладів.

9. За ефективністю впливу на рівень залишкових деформацій зварного виробу: пасивні пристрої, що передбачують утримування виробу в оснастці під час його зварювання та наступного охолодження; активні пристрої, що передбачують попереднє навантаження зварюваних заготовок з метою компенсації залишкових деформацій зварного виробу.

2 МОДЕРНІЗАЦІЯ ТА ПРОЄКТУВАННЯ СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ ОСНАСТКИ

Розробка складально-зварювальної оснастки є одним з етапів технологічної підготовки виробництва нових зварних конструкцій.

Вихідними даними для розробки пристроїв є ряд документів, які конструктор повинен уважно вивчити та проаналізувати.

1. Технічне завдання на проєктування або модернізацію пристрою.

2. Креслення виробу та технічні умови на виготовлення.

3. Технологічний процес виготовлення виробу.

3.1. Технологія виготовлення заготовок.

3.2. Технологія складання та зварювання виробу.

Раціональний технологічний процес складання та зварювання проробляється на рівні маршрутного або розгорнутого технологічного процесу та ретельно вивчається розробником пристрою.

4. Виробнича програма випуску виробу.

5. Креслення аналогічних пристроїв.

6. Стандарти на деталі та механізми пристроїв.

7. Довідкова та нормативно-технічна література.

Складально-зварювальна оснастка повинна забезпечувати:

- установлення деталей у зварюваному вузлі без приганяльних операцій;

- точність складання в межах установлених кресленнями допусків;

- вільний доступ до місця прихоплення та зварювання;

- найбільш вигідний порядок складання та послідовність виконання зварних швів;

- надійне закріплення зварюваного виробу притискачами;

- можливість зварювання в нижньому положенні;

- швидке відведення тепла від місця інтенсивного нагрівання;

- зниження зварювальних деформацій та напружень у вузлі;

- надійний захист базових та установочних елементів, силових елементів, корпусу оснастки від прилипання зварювальних бризок;

- необхідну міцність та жорсткість елементів пристрою;

- виключення можливості заклинювання затискних механізмів

під дією зварювальних деформацій;

- вільне знімання (витягування) складеного або звареного виробу з пристрою;

- ремонтоспроможність (можливість зміни швидкозношуваних деталей та відновлення необхідної точності пристрою);

- технологічність пристрою;

- безпека експлуатації (наявність самогальмівних пристроїв та ін.);

- широке використання типових уніфікованих, нормалізованих та стандартних деталей, вузлів і механізмів, що сприяє зменшенню їх собівартості, строків проєктування та виготовлення.

Технічне завдання на проєктування нових або модернізацію діючих пристроїв повинно узагальнювати всі основні вимоги, які ставляться до пристроїв та їх окремих елементів. Воно оформляється по загальноприйнятій формі, підписується та затверджується в установленому порядку.

У технічному завданні наводяться такі відомості:

1. Найменування пристрою.

2. Призначення пристрою.

3. Технічні вимоги:

- місце установлення пристрою;

- виділена площа;

- характеристика енергоносіїв (напруга, струм, тиск повітря, води та ін.);

- габарити пристрою;

- необхідна продуктивність;

- перелік деталей та складальних одиниць, які будуть складатися або зварюватись в пристроях;

- інше [2].

4. Технологічний процес з докладною розшифровкою операцій, переходів та проходів, які виконуються за допомогою пристрою.

5. Допоміжні технічні вимоги, які характеризують:

- режим роботи пристрою;

- можливість переналагодження;

- надійність;

- уніфікацію та стандартизацію;

- інше [2].

6. Економічні показники від використання пристрою:

- кошторисна вартість;
- річний економічний ефект;
- термін окупності капітальних витрат та ін.

7. Робочі креслення зварного виробу.

8. Креслення заготовок з фактичними відхиленнями розмірів та форми.

9. Принципіальна схема пристрою.

10. План цеху з перерізами та сіткою колон, із зазначенням напрямку руху виробу, підйомно-транспортних засобів цеху та місць розташування енергоносіїв.

11. Дані про аналогічні пристрої, які використовуються на підприємстві, та про конструкцію спеціальних групових пристроїв інших підприємств (в тому числі закордонних).

Вибір стандартної складально-зварювальної оснастки здійснюється на основі аналізу витрат на реалізацію технологічного процесу виготовлення зварної конструкції в установлені терміни при заданій якості.

При виборі технологічної оснастки використовують нормативно-технічну та технічну документацію. Для нормативно-технічної документації є стандарти на технологічну оснастку та на технологічне устаткування.

Технічна документація включає альбоми типових конструкцій оснастки, каталоги та паспорти на технологічне устаткування і допоміжні пристрої.

Послідовність конструювання складально-зварювальних пристроїв включає ряд етапів.

1. Вибір способів базування деталей і вузлів у пристрої.

2. Виходячи зі схеми базування деталі, точності і шорсткості базових поверхонь, визначають тип і розмір настановних елементів, їх число, взаємне розташування і розраховують складові похибки установки.

3. За заданими режимами обробки та обраною схемою установки складається схема дії сил на деталь, вибирають точку застосування та напрямок сили затиску та розраховують її величини. Розраховується похибка закріплення.

4. За силою затиску, числу місць її застосування вибирають тип затискного механізму, розраховують його основні конструктивно-розмірні параметри і величину необхідної вихідної сили приводу.

5. За силою тяги та регламентованим часом на закріплення та відкріплення деталі вибирають тип силового приводу та розраховують його розміри. За нормальми та ДСТУ обирають їх стандартні розміри.

6. Вибирають (якщо потрібно) допоміжні пристрої, визначають їх конструкцію, розміри, розташування.

7. Розробляють загальний вид пристрою та визначають точність його виконавчих розмірів.

7.1 Виконують креслення оброблюваної деталі в трьох проєкціях (рідше у двох) на значній відстані один від одного з тим, щоб помістилися проєкції пристрою.

Деталі викреслюють умовними лініями на стадії обробки, коли вони надходять на цю операцію (наприклад, складання).

7.2 Наносять на креслення елементи пристрою так, щоб з ними торкалися базові поверхні деталі.

7.3 Викреслюють затискні механізми та приводи.

7.4 Наносять допоміжні пристрої (опори, ...) та деталі (якщо необхідно).

7.5 Конструктивно оформляють корпус пристрою з урахуванням зручного розміщення елементів.

7.6 Оформляють креслення пристрою:

- проставляють розміри та допуски;
- складають специфікацію деталей із зазначенням матеріалу;
- описують вид та режими термообробки;
- вказують необхідні ДСТУ та нормалі;
- вказують технічні вимоги до збирання пристосування.

7.7 Остаточне оформлене креслення пристрою передається на деталіровку. Виконується за вимогами ЄСКД.

8. Розраховують на міцність, твердість, зносостійкість та ін. навантажені та рухомі елементи пристрою.

9. Розраховують економічну доцільність розробленої конструкції пристрою.

3 БАЗУВАННЯ ДЕТАЛЕЙ ТА ВУЗЛІВ У СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ ПРИСТРОЯХ

У процесі складання зварних виробів виникають задачі з'єднання з необхідною точністю двох або більшої кількості деталей. Розміщення деталей, які складаються в пристроях, здійснюється за правилами базування [2-4].

3.1 Загальні відомості про базування

Базування – надання заготовці або виробу необхідного положення відносно вибраної системи координат.

База – поверхня або сукупність поверхонь, вісь, точка, що належать заготовці або виробу і використовується при базуванні.

З теоретичної механіки відомо, що кожне вільне тверде тіло має шість ступенів свободи відносно трьох координатних перпендикулярних осей X , Y , Z . Воно може переміщатися паралельно трьом координатним осям та обертатися навколо кожної з них (рис. 3.1). Положення такого тіла відносно вибраної системи координат визначається шістьма незалежними величинами, наприклад, шістьма координатами.

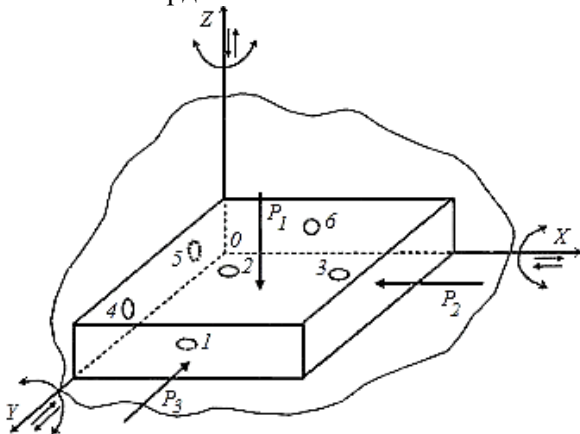


Рисунок 3.1 – Схема базування та закріплення призматичної деталі [2]

Таким чином, положення будь-якого твердого тіла в просторі визначається шістьма ступенями свободи – переміщенням вздовж взаємно перпендикулярних осей (OX , OY , OZ) та обертанням навколо них. Для нерухомого закріплення твердого тіла його необхідно позбавити усіх цих ступенів свободи. Це досягається притисканням тіла до шести опорних точок, розташованих у трьох взаємно перпендикулярних площинах XOY , YOZ , XOZ .

Опорна точка пристрою – ідеальна точка контакту поверхні заготовки та пристрою, яка позбавляє заготовку одного ступеня свободи, роблячи неможливим її переміщення в напрямку, перпендикулярному опорній поверхні.

У площині XOY , яка називається установочною, розташовані три опорні точки (1-3). Вони позбавляють тіло трьох ступенів свободи – переміщення вздовж осі OZ та обертання навколо осей OX та OY .

У площині YOZ , яка називається напрямною, розташовані дві опорні точки (4 та 5), які позбавляють тіло ще двох ступенів свободи – переміщення вздовж осі OX та обертання навколо осі OZ .

У площині XOZ , яка називається опорною, розташована одна опорна точка 6, яка позбавляє тіло останнього, шостого ступеню свободи – переміщення вздовж осі OY .

Таким чином, для забезпечення нерухомості заготовки у вибраній системі координат на неї необхідно накласти шість двосторонніх геометричних в'язів, для створення яких необхідно мати комплект баз (рис. 3.1).

Притискання деталі до усіх шести опорних точок забезпечується трьома силами P_1 , P_2 , P_3 , що діють за трьома взаємно перпендикулярними напрямками.

Технологічним базам заготовки або виробу відповідають установочні поверхні пристрою. Тобто, бази бувають установочними, напрямними та опорними. При базуванні здійснюється розміщення деталі в пристрої таким чином, щоб технологічні бази деталі спіралися на установочні поверхні пристрою.

З теоретичної механіки відомо, що найбільшу стійкість і точність можна досягти тоді, коли тверде тіло буде спиратися на три точки, розташованих у вершинах трикутника як найдалше одна від одної. У зв'язку з цим, за установочну базу (поверхню) деталі приймається поверхня, яка має найбільші габарити (розміри). Три опорні точки на установочній поверхні розташовують так, щоб центр

ваги заготовки або вузла знаходився всередині трикутника, вершинами якого є ці точки.

Оскільки зварний виріб складається з декількох деталей, то для установлення кожної деталі необхідно створювати контур з шести опорних точок. При цьому інші деталі виробу, які сполучуються з установлюваними, можуть служити опорними базовими точками.

Розрізняють бази технологічні, конструкторські, вимірювальні, основні та допоміжні.

Технологічна база – база, яка використовується для визначення положення заготовки або виробу при виготовленні та ремонті.

Конструкторська база – база, яка використовується для визначення положення деталі або складальної одиниці у виробі.

Вимірювальна база – база, яка використовується для визначення положення заготовки або виробу відносно засобів вимірювання.

Основна база – конструкторська база даної деталі або складальної одиниці, яка використовується для визначення їх положення у виробі.

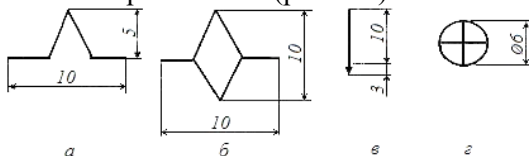
Допоміжна база – конструкторська база даної деталі або складальної одиниці, яка використовується для визначення приєднуваного до них виробу.

Таким чином, при установлюванні заготовок в пристроях вирішуються дві задачі:

- а) орієнтування деталі за рахунок базування;
- б) створення нерухомості за рахунок закріплення заготовок.

Створення шести опорних точок при базуванні називають – Правилом шести точок.

Схема базування – схема розташування опорних точок на базах заготовки. Усі опорні точки на схемі базування позначають умовними знаками та нумерують, починаючи з бази, на якій розміщується найбільша кількість опорних точок (рис. 3.2).



- а – опорна точка (вид спереду та збоку); б – опорна точка (вид зверху);
в – притискач (вид спереду та збоку); г – притискач (вид зверху)

Рисунок 3.2 – Позначення опорних точок та притискачів на схемах базування [2]

3.2 Типові схеми базування та вибір баз

При складанні зварних конструкцій доводиться установлювати в пристрої велику кількість заготовок, забезпечуючи їх фіксацію та закріплення в необхідному положенні. Раніше установлені деталі, які стикаються з установочними поверхнями пристрою, стають базами для монтажу наступних деталей.

Базування деталей в пристроях може здійснюватися:

- а) плоскими поверхнями (по упорах);
- б) внутрішніми циліндричними поверхнями (по пальцях);
- в) зовнішніми циліндричними поверхнями (в призмах);
- г) кінчними поверхнями;
- г) групою установочних баз.

Базування плоскими поверхнями. Базування призматичної заготовки по трьох поверхнях позбавляє її шести ступенів свободи. У зварних конструкціях найширше використовуються призматичні заготовки, в яких технологічними базами є три плоскі поверхні – установочна, напрямна та опорна поверхні (рис. 3.3).

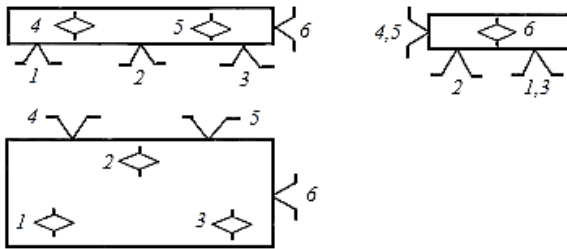


Рисунок 3.3 – Схема базування призматичної заготовки по плоским поверхням [2]

За основну базу приймається плоска поверхня, яка має найбільші габаритні розміри, забезпечує стійке положення заготовки в пристрої і позбавляє її найбільшій кількості ступенів свободи – 3. Для позбавлення заготовки решти ступенів свободи використовуються інші, так звані допоміжні бази. У випадку призматичної заготовки допоміжними базами є напрямна та опорна поверхні. За напрямну базу заготовки вибирається поверхня найбільшої довжини. Напрямна база позбавляє заготовку двох ступенів свободи. Шостого ступеня свободи заготовка буде позбавлена за рахунок упорної (опорної) бази.

Часто обмежуються спрощеним базуванням по двох або по одній площині. Чим менше ступенів свободи потрібно зв'язати при базуванні заготовки, тим простішою буде конструкція пристрою та нижча його вартість. Однак, при спрощеному базуванні знижується точність складання виробу в пристрої.

Базування по циліндричним та конічним поверхням. Фіксування заготовок у виді втулки виконується за допомогою пальців. Втулка надягається отвором на циліндричну оправку-палець (рис. 3.4) і позбавляється чотирьох ступенів свободи (залишається обертання та переміщення відносно осі OX).

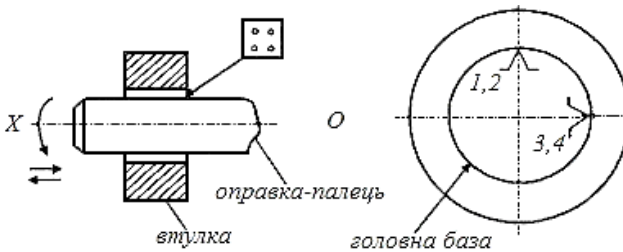


Рисунок 3.4 – Схема базування по внутрішнім циліндричним поверхням [2]

У даному випадку циліндрична поверхня втулки є подвійною напрямною базою (4 опорні точки), торцева поверхня буде опорною базою (п'ята точка), а якщо є шпонкова канавка, то вона може бути допоміжною базою. Циліндрична поверхня втулки буде головною базою (ГБ), тому що вона позбавляє втулку найбільшої кількості ступенів свободи.

При установленні заготовки по довгій конічній поверхні вона позбавляється п'яти ступенів свободи (рис. 3.5) – переміщення уздовж трьох осей координат та поворотів навколо двох осей системи координат.

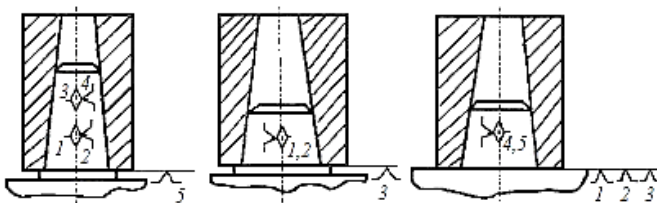
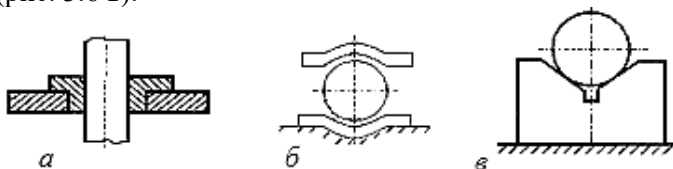


Рисунок 3.5 – Схема базування по конусним поверхням [2]

Залишається тільки один ступінь свободи – повороти навколо власної осі. Умови базування значно змінюються при установленні заготовки по короткій конічній поверхні. Конічна поверхня короткого центрального отвору не в змозі виконувати функції подвійної напрямної бази, що призводить до невизначеності напрямку осі заготовки.

Базування заготовок для зварних валів, що мають зовнішню циліндричну поверхню, здійснюється за рахунок отворів суцільної (рис. 3.6 а) та роз'ємної втулок (рис. 3.6 б), а також з використанням призми (рис. 3.6 в).



а – в отворі суцільної втулки; б – в отворі роз'ємної втулки; в – в призмі

Рисунок 3.6 – Установлення заготовок зварних валів [2]

Зовнішню циліндричну поверхню рекомендується призначати за головну базу для деталей типу обичайок, валів, труб, втулок та ін. При базуванні заготовки зовнішньою циліндричною поверхнею вона позбавляється чотирьох ступенів свободи. У неї ще залишається два ступеня свободи: переміщення уздовж осі та обертання навколо осі бази.

Якщо вал має заплечики та шпонкову канавку, то їх використовують за допоміжні бази, які позбавляють вал осевого переміщення та обертання навколо власної осі (рис. 3.7).

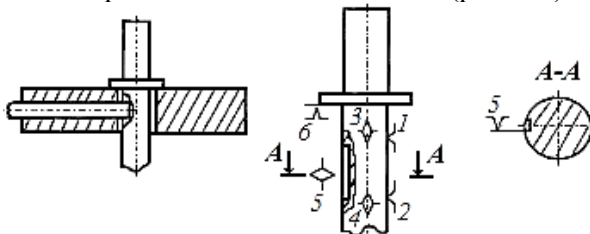


Рисунок 3.7 – Схема базування вала [2]

Кращі результати, з точки зору точності базування, досягаються з використанням призми. Базування в призмі (рис. 3.6) здійснюється як для оброблених так і необроблених поверхонь циліндричних заготовок необмеженої довжини. При достатньо великій довжині бази на корпусі пристрою може бути встановлено дві стандартні призми

таким чином, щоб база розташовувалась у призмах своїми кінцями. Можливі випадки застосування однієї призми з двома призматичними дільницями.

При базуванні заготовок з необробленими базами застосовують призми з вузькими дільницями установочних поверхонь.

Призма позбавляє заготовку чотирьох ступенів свободи і представляє подвійну напрямну установочну базу. П'ятого ступеня свободи заготовка позбавляється за рахунок упора (рис. 3.8).

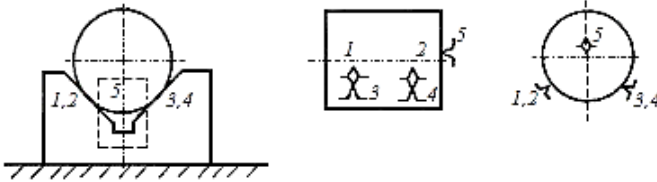
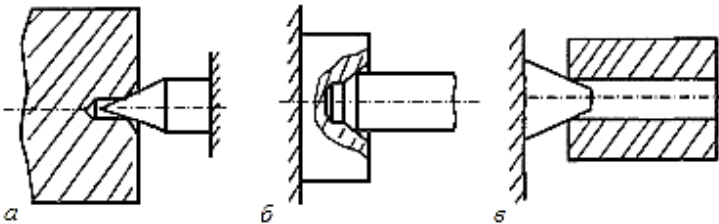


Рисунок 3.8 – Схема базування циліндричної заготовки в призмі [2]

Заготовки суцільних та порожнинних зварних валів можуть установлюватися у пристроях з використанням установочних конусів або конусних оправок (рис. 3.9). У цьому випадку для суцільних заготовок передбачають центрові отвори. Базування заготовки в центрах позбавляє її п'яти ступенів свободи, але зберігає можливість обертання заготовки навколо власної осі, що конче необхідно при зварюванні кільцевих швів. Один з центрових отворів позбавляє заготовку трьох ступенів свободи (переміщення уздовж трьох осей координат), а інший отвір позбавляє заготовку двох ступенів свободи – обертання навколо вісів координат (рис. 3.10).



а, б – валів; в – труб

Рисунок 3.9 – Установлення на конус заготовок [2]

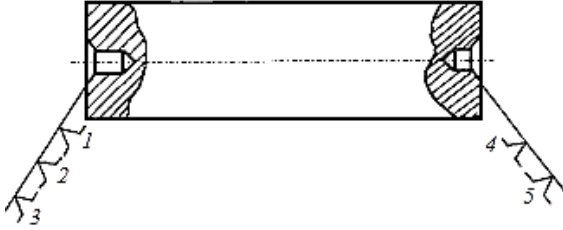


Рисунок 3.10 – Схема базування вала по центровим отворах [2]

Установлення заготовки по двом циліндричним отворах. При фіксуванні двома отворами (рис. 3.11) деталь одним отвором установлюється на циліндричний палець, а другим на зрізаний палець. Зрізаний (ромбовидний) палець збільшує зазор між ним і заготовкою в напрямку загальної осі двох отворів та унеможливорює повертання заготовки навколо осі циліндричного пальця. Збільшений зазор забезпечує компенсацію відхилень розміру між осями отворів заготовки, які завжди більші від зазорів у посадочних місцях між отворами та циліндричними пальцями. Це дозволяє установлювати заготовки з більш широким допуском на міжцентрову відстань отворів. Допуск на лінійні розміри пристрою, наприклад, на відстань між осями пальців, приймається в межах 0,5...0,75 допусків відповідних розмірів в заготовках, які установлюються в пристрої.

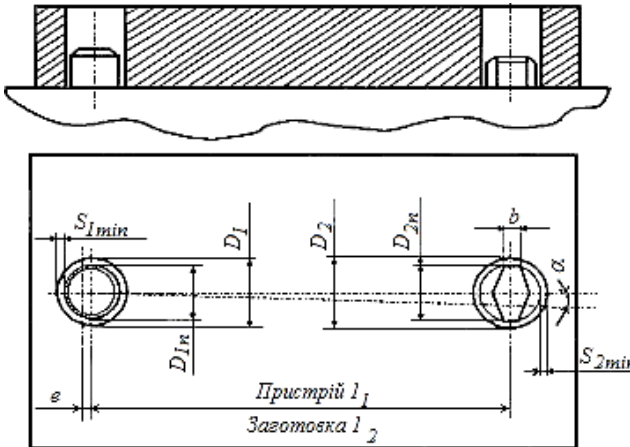


Рисунок 3.11 – Базування заготовки двома отворами на циліндричний та зрізаний пальці [2]

Таким чином, плоска заготовка з двома отворами, що установлюється на площину, та короткий циліндричний палець ($D/L > 1$) позбавляється п'яти ступенів свободи. Зрізаний палець позбавляє заготовку шостого ступеня свободи-обертання навколо осі циліндричного пальця (рис. 3.12).

Бокове зміщення циліндричного пальця в отворі заготовки приймають рівним половині максимального зазору між циліндричним пальцем та отвором:

$$e = \frac{S_{1max}}{2} = \frac{a + \Delta + a_n}{2},$$

де $S_{1max} = 2 S_{1min}$ – максимальний зазор між циліндричним пальцем та отвором;

a – допуск на діаметр отвору (бази) D_l , мм;

Δ – гарантований зазор, мм;

a_n – допуск на діаметр циліндричного пальця D_{ln} , мм;

e – бокове зміщення циліндричного пальця в отворі заготовки, мм.

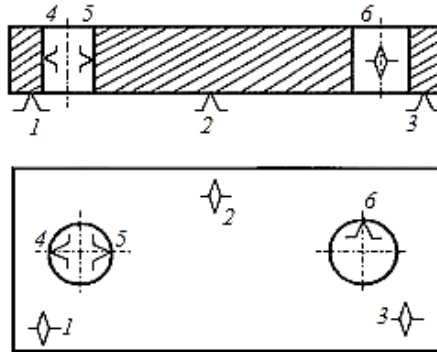


Рисунок 3.12 – Схема базування заготовки з двома отворами [2]

Кутове зміщення α або перекіс заготовки визначається за формулою:

$$tg\alpha = \frac{S_{1max} + S_{2max}}{2l},$$

де S_{2max} – максимальний зазор між отвором та циліндричним пояском зрізаного пальця;

l – відстань між центрами отворів заготовки.

Вибір баз. Складання в пристрої, як правило, починають з так званого базового елемента, яким може бути заготовка або вузол зварного виробу. Тобто, при складанні якась із численних заготовок виробу устанавлюється в пристрої першою і слугує установочним елементом для взаємного сполучення наступних заготовок. Тому при розробці технологічної оснастки велике значення має правильний вибір базових поверхонь базової заготовки, від якої буде залежати точність устанавлення інших заготовок зварного вузла.

За головну базову поверхню вибирають поверхню з найбільшими габаритними розмірами, яка забезпечувала б стійке положення заготовки в пристрої. Таким вимогам відповідає плоска поверхня заготовки достатньої протяжності. Якщо заготовка не має такої поверхні, то вибирають іншу поверхню достатньої протяжності – бокову плоску поверхню, циліндричний отвір або циліндричну зовнішню поверхню. При використанні комплекту баз призначають додаткові бази – напрямні та опорні поверхні. За напрямну базу використовують поверхню заготовки з найбільшою протяжністю. Опорною базою може бути будь-яка поверхня, навіть незначних розмірів.

На вибір головної бази впливає також точність вихідних розмірів та допустимих відхилень розміщення інших заготовок зварного вузла, що складається в пристрої. У такому випадку за головну базу необхідно призначати базу, від якої задані найбільш точні вихідні розміри. Адже специфіка складання для зварювання полягає в необхідності послідовного орієнтування усіх заготовок вузла та їх суміщення і тимчасового закріплення у відповідності з розмірами, які вказані у складальному кресленні. Тому при виборі базових поверхонь необхідно дотримуватись принципу сумісності та сталості баз.

Щоб з багатьох можливих варіантів призначення технологічних баз можна було б вибрати найбільш раціональну, застосовують принцип сумісності баз.

Принцип сумісності баз – випадок, коли за технологічну базу приймаються поверхні, котрі одночасно є конструкторськими та вимірювальними базами деталі.

Заготовка, що визначає своє положення в складальній одиниці або у виробі за допомогою комплекту основних конструкторських баз, забезпечує відповідне положення поверхонь інших заготовок. У

складальному кресленні положення інших заготовок складальної одиниці задається відносно комплекту основних конструкторських баз. Тому, згідно з принципом сумісності баз, за технологічні бази слід призначати комплект основних конструкторських баз. У цьому випадку не будуть з'являтися похибки установаження останньої заготовки складальної одиниці або виробу в цілому.

Але, в залежності від складності зварного виробу, не завжди вдається виконати принцип сумісності баз. Ця обставина пов'язана з тим, що більшість зварних конструкцій складаються та зварюються в різних складально-зварювальних пристроях. Тому для досягнення відповідної точності необхідно прагнути до того, щоб усі установаження при складанні та зварюванні при можливості виконувались на одній і тій же базі. Тобто, необхідно використовувати принцип сталості баз, який полягає в тому, що при розробці технологічного процесу необхідно прагнути використовувати одну і ту ж технологічну базу, не допускаючи, без особливої необхідності, її заміну.

Установочними базами заготовки можуть бути поверхні, як механічно оброблені (площини, кромки, отвори та ін.), так і необроблені, які не мають задирок, хвилястості, жолоблення та невизначеної кривизни. Перевагу віддають механічно обробленим, менш шорстким та чистим поверхням.

4 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗРАХУНКОВИХ СИЛ У СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНИХ СТЕНДАХ ТА КОНДУКТОРАХ

Розрахунок складально-зварювальних пристроїв (стендів і кондукторів) проводиться в дві стадії:

- визначення необхідних зусиль затиснення деталей, що збираються, і
- розрахунок конструкції складально-зварювального пристрою на міцність і жорсткість під дією цих зусиль.

Найбільш складним і відповідальним є визначення розрахункових зусиль.

Загальний принцип визначення необхідних зусиль зводиться до

наступного. Теоретичним розрахунком (за методами теорії зварювальних деформацій) або експериментально (на досвідчених і головних зразках виробів) визначається форма і розміри залишкових зварювальних деформацій виробів. Після цього розрахунковим шляхом за методами, наведеними нижче, визначаються зусилля та моменти, які необхідно прикласти до виробу, щоб попередити утворення цих деформацій в кондукторі, тобто звести їх до нуля на час зварювання.

В залежності від типу зварних виробів розрізняють три основні групи складально-зварювальних пристроїв:

- стенди та кондуктори для листових конструкцій – полотнищ і оболонки;
- стенди та кондуктори для балок – таврових, двотаврових, швелерних, коробчастих;
- стенди для рамних конструкцій, корпусів і різних зварних вузлів.

4.1 Розрахунок сил притиску листів при утворенні місцевих випуклин і при кутових деформаціях

Для листових полотнищ і оболонки основними видами зварювальних деформацій є:

- місцеві випуклини – овальні або круглі (рис. 4.1 а);
- кутова деформація у виді так званого «будиночка» по осі стикового шва (рис. 4.1 б);
- хвилястість – перемежуються виступи і западини циліндричної форми (типу «шифер»);
- скручування.

Деформації хвилястості і скручування значно легше усунути, ніж випуклини або «будиночки», і вони, відповідно, вимагають значно менших зусиль. Тому в подальших розрахунках на міцність слід враховувати головним чином ті реактивні зусилля, які виникають на затискачах стенду в результаті утворення випуклин і «будиночків» під дією температурних і усадочних згинальних моментів.

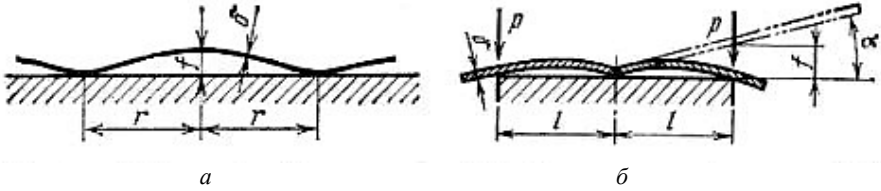


Рисунок 4.1 – Деформація листового полотна у виді круглої випуклини (а) і кутова деформація листів типу «будиночок» (б) [1]

Зусилля, які можуть виникнути на затискачах при утворенні випуклин, є результатом втрати стійкості (під дією стискаючих зварювальних напружень в площині листів). Ці реактивні зусилля незначні (теоретично рівні нулю). Однак це положення стосується лише збирання і зварювання перших швів, коли випуклини ще не могли утворитися під притисками, так як полотнище було затиснуте ще в плоскому стані, до зварювання.

Якщо ж після зварювання перших швів полотнище звільнити від затиснення, то ці випуклини негайно виникнуть і, отже, при повторному затисненні листів (наприклад, для зварювання швів на звороті) їх необхідно буде примусово розпрямляти, прикладаючи значних зусиль на затискачах зварювального стенду.

Круглу випуклину листів можна розглядати як вигнуту пластину з жорстко закріпленим контуром (рис. 4.2). При вигині такої пластини, рівномірно розподіленим навантаженням q , величина прогину f в центрі буде [1, 5]:

$$f = \frac{q \cdot r^4}{64 \cdot C}, \quad (4.1)$$

де $C = \frac{E \cdot \delta^3}{12(1-\mu^2)}$ – циліндрична жорсткість пластини, Нм;

E – модуль пружності (модуль Юнга), для сталі – $0,21 \cdot 10^6$ МПа;

δ – товщина пластини, м;

μ – коефіцієнт Пуассона (для сталі – 0,3);

r – радіус пластини (до лінії прилягання), м;

$q = \frac{P}{\pi r^2}$ – рівномірно розподілене навантаження, Н/м²;

P – пошукована зосереджена сила притискача, Н.

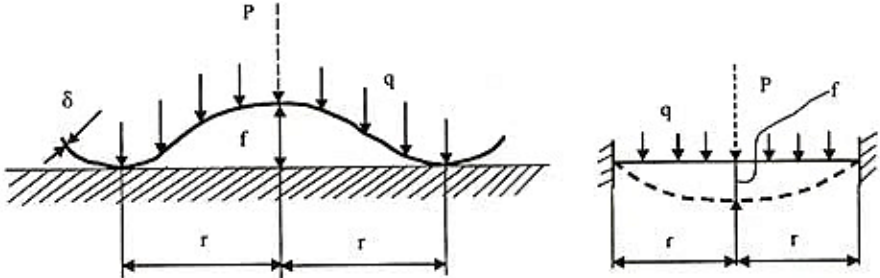


Рисунок 4.2 – Схема розрахунку сил притиску при утворенні випуклин [1]

Підставивши ці значення в формулу (4.1), після перетворень отримаємо

$$f = \frac{P \cdot r^2}{18 \cdot E \cdot \delta^3}, \quad (4.2)$$

звідки

$$P = \frac{18 f E \delta^3}{r^2}. \quad (4.3)$$

Так як наведені вище розрахункові формули дійсні лише в межах пружності, то необхідно перевірити, чи не виходять напруження в металі за межу пружності σ_B (або близької до неї межі плинності σ_T) при вигині пластини під дією рівномірно розподіленого навантаження.

Найбільша напруга в центрі пластини:

$$\sigma = \frac{3}{8} \frac{q \cdot r^2}{\delta^2} (1 + \mu) \quad (4.4)$$

або, після підстановки $q = \frac{P}{\pi r^2}$ і $\mu = 0,3$, отримаємо:

$$\sigma = \frac{0,15 P}{\delta^2} \quad (4.5)$$

Якщо у виразі (4.5) підставити замість P його значення з формули (4.3), то напруга σ буде дорівнювати:

$$\sigma = \frac{2,8 f E \delta}{r^2} \quad (4.6)$$

За цією формулою можна проводити перевірку напружень в пластині без попереднього визначення рівномірно розподіленої сили P , тобто за вихідними даними (за розмірами випуклини). Якщо виявиться, що σ за формулою (4.6) перевищує межу текучості σ_T , ($\sigma > \sigma_T$), то шукане зусилля притисків слід обмежити величиною $P_{\text{доп}}$, яку можна знайти з виразу (4.5), підставивши в нього замість σ значення межі текучості σ_T :

$$P_{\text{доп}} = \frac{\sigma_T \cdot \delta^2}{0,15} \quad (4.7)$$

Таке обмеження зусилля на затискачах необхідно в тих випадках, коли надмірно жорстке затиснення листів може викликати тріщини в шві або в зоні термічного впливу.

Знайдене за формулами (4.3) або (4.7) зусилля в реальних затискних пристроях не рівномірно розподіляється по всій площі випуклини, а додається по двох паралельних лініях, розташованих близько до їх діаметру вздовж зварювальних кромки. Тим самим в подальших розрахунках закладається відомий запас міцності, тому що дія сконцентрованого на діаметрі навантаження більш деформативна, ніж дія того ж навантаження, рівномірно розподіленого по всій площі випуклини.

Розрахункове навантаження на одиницю довжини кожної кромки (Н/м) буде дорівнювати:

$$p = \frac{P}{4r} = 4,5 f E \left(\frac{\delta}{r}\right)^3 \quad (4.8)$$

Якщо $\sigma > \sigma_T$, і тому розрахунок ведеться виходячи з допустимого навантаження $p_{\text{доп}}$, яке визначається виразом (4.7), то допустиме питоме зусилля на одиницю довжини кромки не повинно перевищувати:

$$p_{\text{доп}} = \frac{P_{\text{доп}}}{4r} = \frac{\sigma_T \delta^2}{0,6r} \quad (4.9)$$

Розрахункова питома сила Q на обидві кромки зварного полотна:

$$Q = 2p, \text{ або } Q = 2p_{\text{доп}} \quad (4.10)$$

У стендах ІЕЗ ім. Є.О. Патона, призначених для складання та зварювання листових полотнищ, фактично приймається $Q = 40 \text{ кН/м}$.

4.1.1 Усунення деформації хвилястості і місцевої випуклини кромки листового елемента

Заготовки листових елементів, наприклад, полиці двотаврової балки, можуть мати відхилення від плоскої форми у виді деформацій хвилястості по всій ширині листа (рис. 4.3).

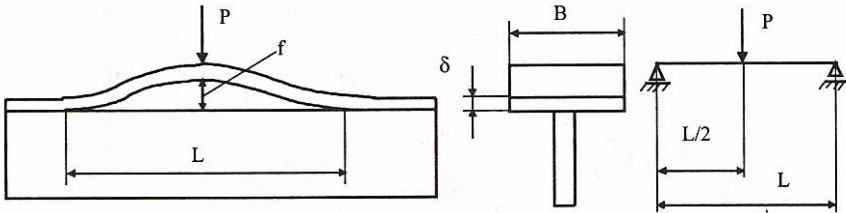


Рисунок 4.3 – Розрахункова схема визначення сили притиску листового елемента [2]

Якщо розглядати лист із залишковим прогином f як двохопорну шарнірно оперту балку прольотом L , то прогин такої балки визначається за формулою:

$$f = \frac{P \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}, \quad (4.11)$$

звідки необхідна сила для усунення прогину f (зазору між заготовками):

$$P = \frac{48 \cdot f \cdot E \cdot I}{L^3}. \quad (4.12)$$

З урахуванням моменту інерції поперечного перерізу листа $I = B\delta^3/12$, остаточно сила притиску буде визначатись за формулою:

$$P = \frac{4 \cdot f \cdot E \cdot B \delta^3}{L^3}, \quad (4.13)$$

де B – ширина листа, м;
 δ – товщина листа, м;
 L – поздовжній розмір деформації хвилястості, м;
 f – залишковий прогин, м;
 E – модуль пружності, МПа;
 P – сила притиску, Н;
 I – момент інерції, м⁴.

Зазначена формула прийнятна для листів, які мають залишкову деформацію в межах $f = (1 \dots 3)\delta$ та $L = (50 \dots 150)\delta$.

4.2 Розрахунок рівномірно розподілених та зосереджених сил притиску заготовок балки

Основними видами деформацій зварної балки є: поздовжній (осьовий) вигин; поперечний вигин (грибоподібний); скручування.

За характером силової дії складально-зварювальних пристроїв розрізняють кондуктори, які утримують балку від деформування під час зварювання і охолодження швів, і кондуктори для компенсації залишкових деформацій балки шляхом її попереднього вигину або скручування, тобто, деформування в зворотному напрямку.

Найбільшого поширення в зварювальному виробництві мають кондуктори першого типу. У них зусилля на притискачі повинні бути достатніми, щоб утримати балку від деформування під час її зварювання і охолодження.

Поздовжній (осьовий) вигин балки (рис. 4.4) відбувається під дією моменту:

$$M = P_y \cdot e, \quad (4.14)$$

де P_y – усадочна сила, що діє по осі шва;

e – відстань між центрами ваги перерізу шва і перетину балки (ексцентриситет).

Прогин балки посередині прольоту від дії постійного згинального моменту визначається за відомою формулою:

$$f = \frac{M L^2}{8 E J} = \frac{P_y e L^2}{8 E J} \quad (4.15)$$

де J – момент інерції поперечного перерізу балки, м^4 ;

E – модуль пружності, МПа;

L – проліт балки, м.

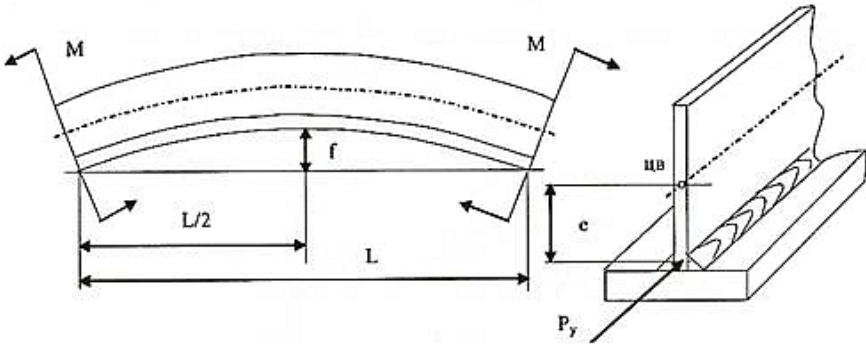


Рисунок 4.4 – Деформація зварної балки [2]

Таким чином, завдання зводиться до визначення зусиль, які необхідно докласти до балки для її вигину в зворотному напрямку з таким же прогином, тобто утримати балку в прямолінійному виді.

Величину усадочної сили, з достатньою для практичних розрахунків точністю, можна визначити за формулою В. А. Винокурова [6]. При зварюванні таврового з'єднання одним швом усадочна сила визначається за формулою:

$$P_y = 17 \frac{q_e}{V_{\text{св}}}, \quad (4.16)$$

а при зварюванні двома швами:

$$P_y = 1,15 \cdot 17 \frac{q_e}{V_{\text{св}}}. \quad (4.17)$$

де $q_e = I \cdot U \cdot \eta$ – ефективна теплова потужність зварювальної дуги, Дж/с;

$V_{\text{св}}$ – швидкість зварювання, см / с;

I – сила зварювального струму, А;

U – напруга на дузі, В;

η – ефективний ККД нагріву виробу;

P_y – усадочна сила, Н.

Рівномірно розподілене навантаження. Так як більшістю механізованих затискних пристроїв для балок є ряд однакових притисків, зокрема пневматичних або гідравлічних, то цей ряд можна розглядати як рівномірно розподілене навантаження q , яке повинно запобігти утворенню прогину балки f під час зварювання.

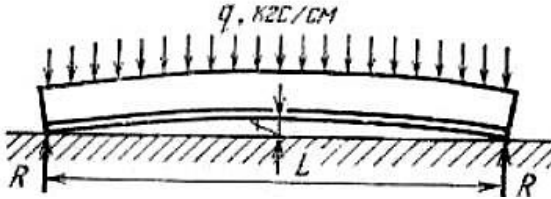


Рисунок 4.5 – Схема навантаження балки рівномірно розподіленим навантаженням у виді клавішних притисків [1]

Під дією навантаження q балка на двох опорах R (рис. 4.5) отримує прогин посередині прольоту L :

$$f = \frac{5}{384} \frac{q L^4}{E J}, \quad (4.18)$$

звідки шукане навантаження:

$$q = \frac{384 f E J}{5 L^4}. \quad (4.19)$$

Підставивши сюди значення f з формули (4.15), отримаємо:

$$q = 9,6 \frac{P_y e}{L^2} \quad (4.20)$$

Повне навантаження на всю балку буде:

$$Q = q L = 9,6 \frac{P_y e}{L} \quad (4.21)$$

Із розрахункових формул (4.20) і (4.21) можна зробити важливий висновок про те, що для крупнопрофільних балок реактивні зусилля q і Q , що виникають в кондукторі під дією зварювальних напружень (і деформацій), залежать не від жорсткості балки $E J$, а тільки від калібру швів, довжини балки і відстані e від осі швів до центра ваги (ц. в.) перетину балки.

Зосереджене навантаження. Для порівняно коротких балок схеми затискного пристрою можуть мати вид (рис. 4.6):

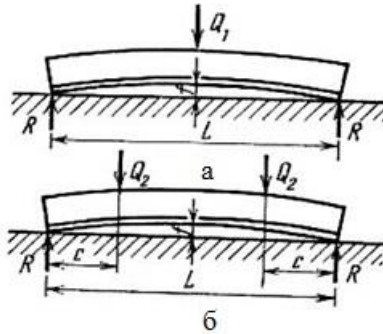


Рисунок 4.6 – Схема навантаження балки в складально-зварювальному кондукторі зосередженою силою посередині довжини балки (а) і двома силами, симетрично розташованими по довжині балки (б) [1]

При вигині балки за схемою (рис. 4.6 а) її прогин визначається формулою:

$$f = \frac{Q_1 L^3}{48EJ}, \quad (4.22)$$

звідки

$$Q_1 = \frac{48fEJ}{L^3}. \quad (4.23)$$

Якщо замінити прогин f його значенням з формули (4.15), то отримаємо розрахункову зосереджену силу притиснення балки, виражену через усадкову силу:

$$Q_1 = \frac{6P_y \cdot e}{L}. \quad (4.24)$$

При вигині балки по схемі (рис. 4.6 б), яка дуже поширена в кондукторах, прогин балки визначається за формулою:

$$f = \frac{Q_2 c}{24EJ} (3L^2 - 4c^2), \quad (4.25)$$

звідки

$$Q_2 = \frac{24fEJ}{c(3L^2 - 4c^2)}. \quad (4.26)$$

Підставляючи сюди значення прогину f з формули (4.15), отримуємо формулу для визначення зосереджених сил, розташованих симетрично по довжині балки в залежності від усадочної сили:

$$Q_2 = \frac{3P_y e L^2}{c(3L^2 - 4C^2)}. \quad (4.27)$$

Після складання і зварювання тавра з другим поясом, тобто після перетворення його в двотавр, виникає вигин в протилежному напрямку, величину якого визначають за тими ж формулами з підстановкою в них моменту інерції всього перетину двотавру і нового ексцентриситету e .

Підсумовуючи дії цих двох вигинів, можна визначити результуючу деформацію двотаврової балки і, зокрема, її прогин, а в залежності від нього, і зусилля, що виникають в кондукторі. Аналогічним шляхом розраховуються зусилля в кондукторах для зварювання балок іншого профілю – швелерних, коробчастих та ін.

Формули (4.21) і (4.24) виражають лінійну залежність зусилля Q і Q_1 від довжини балки: чим менше довжина, тим більше зусилля, що врівноважують усадковий згинальний момент. Ця, на перший погляд, парадоксальна залежність цілком може бути зрозуміла, якщо врахувати, що при дуже малій довжині балки, додані до неї поперечні сили, не стільки її згинають, скільки перерізають. У межі, при $L \rightarrow 0$, згинальний момент від дії скільки завгодно великої сили Q_1 (рис. 4.6 а) дорівнює нулю і вся система сил (активних і реактивних) починає діяти, як ножиці. Тому в кондукторах для зварювання коротких балок, щоб компенсувати усадковий згинальний момент ($P_y \cdot e$), необхідно докладати до балки не поперечні сили, а згинальні моменти, рівні усадковому моменту, але спрямовані в зворотну сторону і прикладені по кінцях балки (рис. 4.7).

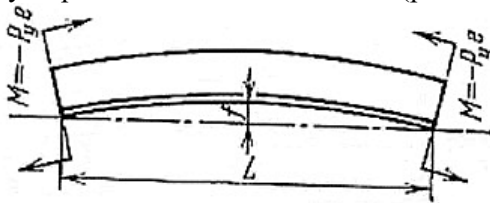


Рисунок 4.7 – Схема навантаження балки в складально-зварювальному кондукторі згинальними моментами, прикладеними по кінцях балки [1]

Слід, однак, зауважити, що короткі балки мають настільки малий прогин, що він цілком компенсується пружною піддатливістю самого кондуктора або його спеціальних компенсаторів, що не допускають виникнення надмірно великих реактивних зусиль, точніше, обмежують їх величину. Зазвичай ця величина визначається допустимими технічними умовами і залишковим прогином балки.

4.3 Розрахунок розпірних сил від нерівномірного нагрівання

Зварювання виробів у закріпленнях, характерних при використанні складально-зварювальних пристроїв, супроводжується температурними напруженнями від неможливості вільного подовження зварюваних заготовок, обумовленого нерівномірним розподілом тепла по ширині зварного з'єднання.

Розглянемо методику визначення сил в елементах оснастки на схемі зварювання стикового з'єднання в закріпленнях (рис. 4.8).

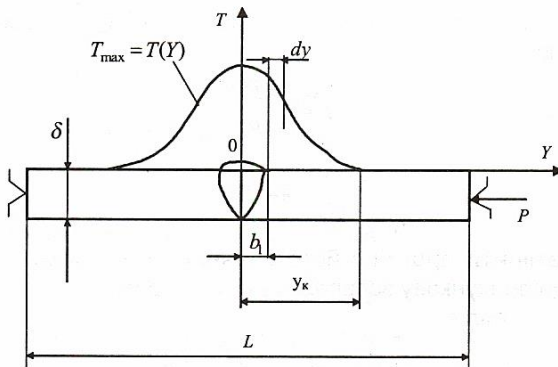


Рисунок 4.8 – Схема для визначення розпірної сили при зварюванні в закріпленнях [2]

Якби зварне з'єднання було вільним від закріплень, то при рівномірному нагріванні до температури T воно одержало б температурну деформацію подовження:

$$\Delta L = \alpha TL. \quad (4.28)$$

Оскільки нагрівання заготовок здійснюється в закріпленнях, то в елементах оснастки виникли б сили, які можна розрахувати за формулою:

$$P = \frac{\Delta L}{L} EF, \quad (4.29)$$

де L – відстань між упорами (ширина зварного з'єднання), м;

E – модуль пружності, МПа;

F – площа поздовжнього перерізу зварного з'єднання, м².

Але при зварюванні має місце нерівномірний розподіл тепла по ширині зварного з'єднання. Розподіл максимальних температур в поперечних перерізах зварного з'єднання, що знаходяться позаду рухомого джерела тепла, можна визначити за формулою М. Рикаліна:

$$T_{max} = \frac{0,484q}{V\delta_0 c\gamma}, \quad (4.30)$$

де q – ефективна теплова потужність зварювальної дуги, Дж/с;

$\delta_0 = 2\delta$ – приведена товщина зварного з'єднання, см;

$c\gamma$ – об'ємна теплоємність металу, Дж/(см³·°C);

u – відстань від осі зварного шва до точки, в якій визначається температура металу, см;

V – швидкість зварювання, см/с.

Температурне подовження заготовок будемо розглядати в діапазоні температур $T = 600$ °C та $T = 20$ °C, тобто від температури, при якій поновлюються пружні властивості металу до кімнатної температури.

Область нагрівання металу до пластичного стану визначимо з формули (4.30):

$$b_1 = \frac{0,484q}{V\delta_0 c\gamma 600 \text{ °C}}. \quad (4.31)$$

Відстань від осі зварного шва до точки, в котрій температура зварного з'єднання досягає значення кімнатної T_K :

$$y_K = \frac{0,484q}{V\delta_0 c\gamma 20 \text{ °C}}. \quad (4.32)$$

Розглянемо на температурній кривій $T_{(y)}$ елементарну ділянку d_y , яка отримала подовження в результаті нагрівання. Мабуть ділянка нагрівання від b_1 до y_k буде мати температурне подовження у вигляді суми подовжень d_y елементарних ділянок при різних температурах.

Таким чином, у результаті математичних перетворень формула подовження по ширині симетричного або близького до нього зварного з'єднання при нерівномірному розподілі тепла виглядає:

$$\Delta L = 2 \frac{0,484q\alpha}{V\delta_0 c\gamma} \ln \frac{y_k}{b_1}. \quad (4.33)$$

Підставивши значення ΔL в формулу (4.29), можна визначити сили, які діють на елементи складально-зварювального пристрою та визначити їх конструктивні розміри.

Розрахунок абсолютного температурного подовження при зварюванні несиметричних зварних з'єднань, наприклад, при приварюванні ребра жорсткості до пластини та ін., виконується за формулою (4.33), але без подвоєння результату.

При зварюванні сталевих зварних з'єднань для практичних розрахунків рекомендовано приймати наступні значення теплофізичних коефіцієнтів:

$$c\gamma = 5,2 \text{ Дж}/(\text{см}^3 \cdot ^\circ\text{C}); \quad \alpha = 12 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$$

4.3.1 Розрахунок стягуючих сил від поперечної усадки зварних швів

При зварюванні замикаючих швів конструкцій, деталі яких фіксуються за допомогою пристроїв, виникають стягуючі сили, котрі спричиняють навантаження на фіксуючі елементи оснастки. Тому при проектуванні складально-зварювальних пристроїв необхідно оцінити величину стягуючої сили, завдяки котрій можна визначити конструктивні розміри фіксуючих та притискних елементів.

Такі завдання мають місце, наприклад, при зварюванні рам (рис. 4.9), в яких передбачені жорсткі допуски на лінійні розміри.

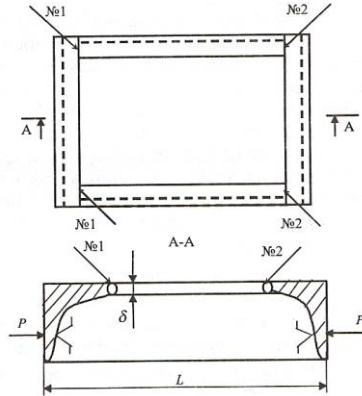


Рисунок 4.9 – Розрахункова схема визначення стягуючих сил при зварюванні замикаючих швів [2]

Для забезпечення необхідного допуску на лінійний розмір L , заготовки фіксуються упорами і притискаються до них притискачами. При зварюванні, наприклад, швів №1 ніяких сил не виникає, оскільки є сприятливі умови для вільного скорочення зварного з'єднання. Зварні шви №2 будуть замикаючими і вільне скорочення зварного з'єднання не відбувається через наявність упорів. Поперечна усадка замикаючих зварних швів створює умови для виникнення стягуючих сил на довжині зварювання L .

Поперечну усадку замикаючих зварних швів можна визначити за формулою:

$$\Delta_n = k \frac{\alpha q}{c\gamma V \delta}, \quad (4.34)$$

де α – коефіцієнт температурного подовження, $1/^\circ\text{C}$;

$c\gamma$ – об'ємна теплоємність, $\text{Дж}/(\text{см}^3 \cdot ^\circ\text{C})$;

q – ефективна теплова потужність дуги, $\text{Дж}/\text{с}$;

V – швидкість зварювання, $\text{см}/\text{с}$;

δ – товщина зварюваних заготовок, см ;

$k = 1 \dots 1,4$ – коефіцієнт, що враховує конструктивно-технологічні фактори.

Величину стягуючої сили визначають за формулою

$$P = \frac{\Delta_n}{L} EF, \quad (4.35)$$

де E – модуль пружності металу зварного виробу;

F – площа поперечного перерізу заготовок, що приварюються замикаючими швами;

L – довжина елементів, що закріплені в оснастці.

По визначеній стягуючій силі розраховують необхідні конструктивні розміри упорів та притискачів.

4.4 Розрахунок сил при стягуванні кромки та вирівнюванні торців циліндричних обичайок

Заготовки для оболонкових конструкцій виготовляють за допомогою вигинальних вальців. Отримані таким шляхом обичайки можуть мати наступні відхилення від правильної циліндричної форми:

- 1) недовальцювання, яке характеризується надмірно великим зазором між поздовжніми кромками обичайки;
- 2) зміщення поздовжніх кромки обичайки по діаметру;
- 3) зміщення торців обичайки.

При усуненні значних зазорів між кромками та перекосів торців необхідно подолати значний опір обичайок. Для розрахунку силових ланок складально-зварювальних пристроїв виникає потреба у визначенні сил, що необхідні при складанні для зварювання поздовжніх швів.

Сили для стягування обичайок з недовальцюванням. Силу для стягування кромки можна наближено визначити, якщо розглядати обичайку як один виток спіральної пружини, в якій кут φ є кутом повороту одного кінця обичайки відносно іншого (рис. 4.10).

Для спіральних пружин з одним закріпленим кінцем кут повороту φ визначається із співвідношення [2]:

$$\varphi = \frac{ML}{EI}, \quad (4.36)$$

де $M = PD/2$ – згинальний момент, Нм;

$I = \frac{B\delta^3}{12}$ – момент інерції поперечного перерізу листа, м⁴;

P – сила на кромці обичайки, Н;

D – діаметр обичайки, м;

$L = \pi D$ – розгорнута довжина обичайки, м;
 E – модуль пружності, МПа;
 B – довжина обичайки, м;
 δ – товщина обичайки, м.

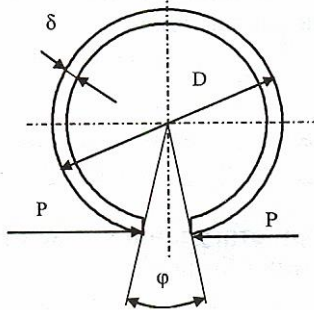


Рисунок 4.10 – Схема недовальцьованої обичайки [2]

Враховуючи значення згинального моменту, маємо $\varphi = \frac{\pi P D^2}{2EI}$,

звідки необхідна сила для стягування $P = \frac{2\varphi EI}{\pi D^2}$.

Введемо в цю формулу коефіцієнт недовальцьовання обичайки $K = \frac{\pi}{\varphi} = 180^\circ/\varphi^\circ$ та значення моменту інерції. Тоді сила для стягування:

$$P = \frac{BE\delta^3}{6KD^2}. \quad (4.37)$$

Формула справедлива для обичайок різних діаметрів зі стінками завтовшки до 20 мм та з кутом недовальцьовання $\varphi \leq 10^\circ$. При $K < 18$ вальцьована заготовка обичайки вважається бракованою і підлягає виправленню.

Сили усунення зміщення кромки по діаметру обичайки. Зміщення кромки по діаметру обичайки характеризується величиною Δ . При відомій величині зміщення кромки Δ необхідна сила для їх вирівнювання P_1 повинна бути прикладена в радіальному напрямі (рис. 4.11). З достатньою для практики точністю розрахункова сила може бути визначена за формулою [2, 5]:

$$P_1 = \frac{\Delta BE\delta^3}{1,5\pi D^3}, \quad (4.38)$$

де Δ – зміщення кромки, м;

B – довжина обичайки, м;
 δ – товщина листа обичайки, м;
 D – діаметр обичайки, м;
 E – модуль пружності, МПа.

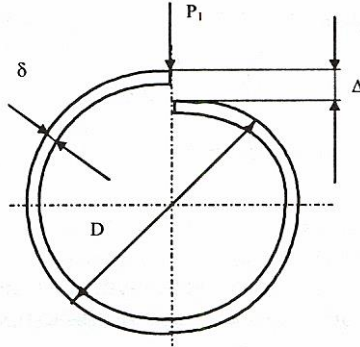


Рисунок 4.11 – Зміщення кромки по діаметру обичайки [2]

Розрахунок сил при вирівнюванні торців обичайки. Для вирівнювання торців необхідно навантажити обичайку силою P_2 , направленою вздовж осі обичайки (рис. 4.12).

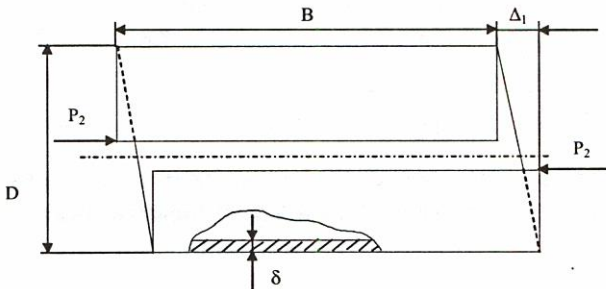


Рисунок 4.12 – Зміщення торців обичайки [2]

Пошукувана сила для вирівнювання торців обичайки може бути визначена за формулою:

$$P_2 = \frac{B^3 \delta^3 G \Delta_1}{2,84 D^3 (B^2 + \delta^2)}, \quad (4.39)$$

де G – модуль пружності при зсуві, МПа (для сталі $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа);

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)}$$

4.4.1 Розрахунок сил при складанні кільцевих стиків обичайок і труб

При складанні кільцевих стиків обичайок з днищами необхідно забезпечити співпадання кромки з наступною фіксацією їх за допомогою прихваток. Операція складання забезпечується гвинтовими розпірками (рис. 4.13), які навантажують обичайку двома діаметрально протилежними силами (рис. 4.14).

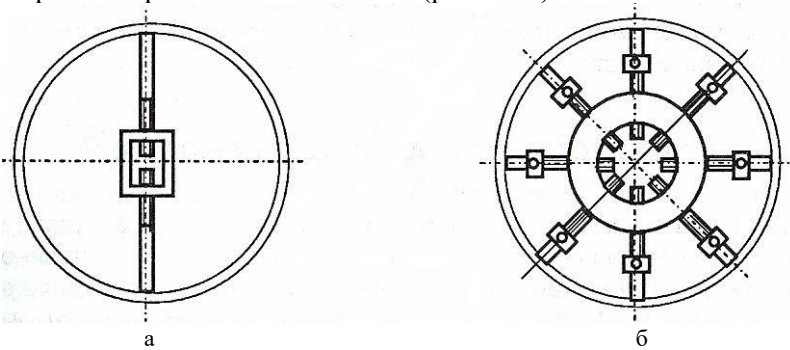


Рисунок 4.13 – Розпірки внутрішні гвинтові: стійкова (а) і кільцева (б) [2]

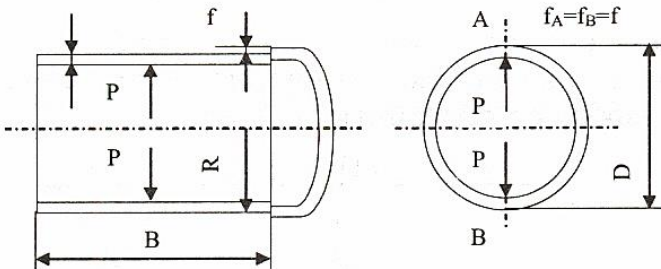


Рисунок 4.14 – Схема розрахунку сили суміщення кромки обичайки та днищ [2]

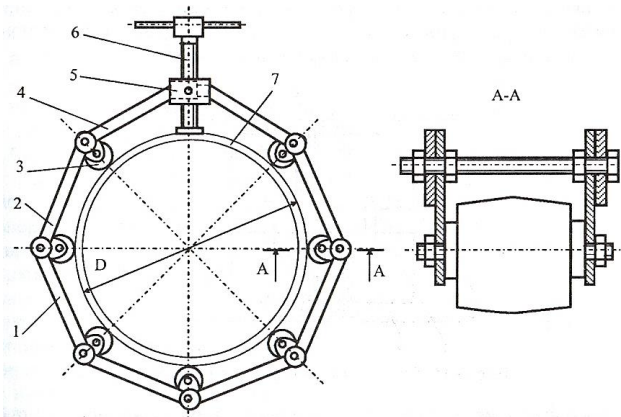
У залежності від величини неспівпадання кромки f , необхідну силу вигину P обичайки при складанні кільцевих стиків визначають з відомої формули:

$$f = \frac{Pr^3}{EI} \left(\frac{\pi}{8} - \frac{1}{\pi} \right), \quad (4.40)$$

звідки, підставивши значення $I = B\delta^3/12$ та $r = D/2$, визначимо необхідну для вигинання обичайки силу

$$P = \frac{fEB\delta^3}{D^3 \left(\frac{3\pi}{16} - \frac{3}{2\pi} \right)}. \quad (4.41)$$

Для забезпечення співвісності та суміщення торцевих кромek циліндричних обичайок та труб при складанні кільцевих стиків застосовують не тільки внутрішні, а також і зовнішні центратори (рис. 4.15).



1 – зовнішня ланка; 2 – внутрішня ланка; 3 – ролик; 4 – гачок; 5 – хрестовина;
6 – гвинт; 7 – труба

Рисунок 4.15 – Зовнішній центратор для труб і обичайок [2]

Зовнішній центратор являє собою замкнутий ланцюг з шарнірно з'єднаних ланок, які мають опорні ролики. Сила натягу такого ланцюга, зазвичай, створюється гвинтовим механізмом. При натягуванні ланцюга його опорні ролики утворюють рівномірно розподілене навантаження торцевих кромek обичайок або труб (рис. 4.16).

В обичайках, що знаходяться під дією радіального рівномірно розподіленого навантаження, виникають тільки напруження стиску від поздовжньої сили $N = qR$. При досягненні навантаженням

критичного значення може виникнути втрата стійкості і обичайка або труба займе деяку вигнуту форму, яка при $q = q_{кр}$ буде новою формою рівноваги. Тому при розрахунку сил, що виникають від зовнішнього центратора, розраховують величину критичного навантаження.

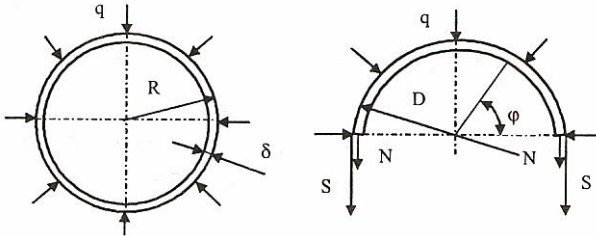


Рисунок 4.16 – Розрахункова схема навантаження обичайки зовнішнім центратором

Критичне навантаження визначають за наступними формулами

[2]:

$$\text{для коротких обичайок та труб} - q_{кр} = \frac{3EI}{R^3} \quad (4.42)$$

$$\text{для довгих обичайок та труб} - q_{кр} = \frac{E}{(1-\nu^2)} \frac{\delta^3}{12} \quad (4.43)$$

Таким чином, радіальне рівномірно розподілене навантаження q залежить від сили стягування ланцюга $2S$, тобто

$$q = \frac{2S}{D}. \quad (4.44)$$

Гвинтовий або інший механізм повинен забезпечувати відповідну силу стягування ланцюга зовнішнього центратора $Q = 2S$.

Внутрішні центратори, так звані розсувні оправки, застосовують для складання і зварювання тонкостінних обичайок, коли виникає можливість скласти весь кільцевий стик без попереднього скріплення кромки за допомогою прихваток. Вони використовуються також для калібровки обичайок, що передбачає надання їй правильної геометричної форми (рис. 4.17).

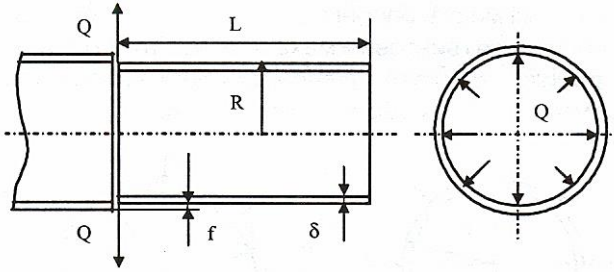


Рисунок 4.17 – Розрахункова схема вигину кромки обичайки внутрішнім центратором

Рівномірно розподілене кільцеве навантаження радіальними поперечними силами Q вигинає торець обичайки на величину прогину f [2]

$$f = -\frac{2Q\beta R^2(Ch2\alpha + Cos2\alpha)}{E\delta(Sh2\alpha + Sin2\alpha)}. \quad (4.45)$$

Звідси пошукуване навантаження кромки оболонки внутрішнім центратором

$$Q = -\frac{fE\delta(Sh2\alpha + Sin2\alpha)}{2\beta R^2(Ch2\alpha + Cos2\alpha)}, \quad (4.46)$$

$$\text{де } \beta = \sqrt[4]{\frac{E\delta}{4R^2D}} = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R^2\delta^2}}; \quad \alpha = \frac{\beta L}{2};$$

$$D = \frac{E\delta^3}{12(1-\nu^2)} - \text{циліндрична жорсткість обичайки.}$$

Існують й інші аналогічні методики розрахунку діючих сил у складально-зварювальних стендах та кондукторах. За необхідності можна з ними познайомитися у технічній літературі та застосовувати їх на практиці.

4.5 Особливості розрахунку складально-зварювальних пристроїв

Після визначення необхідних зусиль затиснення деталей, що збираються, складально-зварювальний пристрій розраховується на міцність і жорсткість під дією цих зусиль.

Розрахунки на міцність мають на меті визначення необхідних розмірів всіх силових елементів пристрою, що проектується. Мета **розрахунків на жорсткість** не настільки очевидна і вимагає деяких

пояснень.

Розрахунки на жорсткість повинні виходити з двох основних вимог, що пред'являються до складально-зварювальних пристроїв: забезпечити незмінність геометричної форми затиснутого в кондукторі виробу і забезпечити особливу жорсткість металоконструкції кондуктора, що несе на собі зварювальну головку або рейковий шлях для неї. Розглянемо кожну з цих вимог окремо.

Жорсткість опорної конструкції складально-зварювального пристрою, що служить ложементом для деталей, які збираються, повинна бути достатньою, щоб утримати виріб, який зварюється, від деформування під час зварювання і, отже, щоб пружні деформації під дією зусиль на затискачах і власної ваги були нехтовно малі в порівнянні з можливими зварювальними деформаціями виробу. В іншому випадку виріб, що зварюється отримає додаткові залишкові деформації, наслідком яких буде порушення заданої геометричної форми і розмірів виробу. Звідси, зокрема, впливає висновок про те, що жорсткість базової конструкції кондуктора повинна бути більше жорсткості виробу, що зварюється, якщо останній в результаті зварювання може отримати значну деформацію – вище допустимої технічними умовами.

Наприклад, в кондукторі опорна балка, що працює на вигин, під дією зусиль на затискачах і власної ваги, повинна мати жорсткість при згині EJ , істотно більшу, ніж жорсткість виробу, що зварюється – таврової балки.

Так як абсолютна жорсткість, тобто повна недеформованість конструкції, практично недосяжна, то в багатьох випадках умова достатньої жорсткості кондуктора визначається заданою гранично допустимою величиною його пружної деформації. Ця допустима деформація, в свою чергу, визначається в залежності від допусків на геометричні розміри виробу і, зрозуміло, повинна бути менше їх величини. Наприклад, якщо допустимий залишковий прогин зварювальної балки дорівнює $1/1000$ її довжини, то прогин опорної балки кондуктора під дією затискачів і власної ваги не повинен бути більше $1/2000$ її довжини.

Такий метод розрахунку на жорсткість (за допустимої деформації) застосовується також у тих випадках, коли затиснутий елемент зварного виробу (або весь зварний виріб) практично не має майже ніякої жорсткості. У таких випадках жорсткість затиснутих

елементів настільки мала, що не може служити вихідним порівняльним еталоном для визначення необхідної жорсткості кондуктора. Тут розрахунок ведеться по допустимій деформації виробу. Приклади подібних розрахунків наведені у [1, 2].

У розрахунках складально-зварювального пристрою на жорсткість особливу увагу слід приділяти тим його елементам, які служать несучою конструкцією для дугового зварювального автомата і його направляючих, або для виробу, що підлягає автоматичному зварюванню. Вимога жорсткості такої конструкції обумовлена необхідністю дотримання суворої стабільності і точності положення електрода щодо лінії зварювального шва, як по горизонталі, так і по вертикалі.

При недостатній жорсткості несучої конструкції (балки або кронштейна) ця стабільність легко може бути порушена внаслідок пружного деформування конструкції під дією зусиль на затискачах, вигину від власної ваги і різних зовнішніх впливів, наприклад, через вібрації при проходженні цехового підйомного крана. У цих випадках деформація несучої конструкції (її прогин, скручування, вібрація) викличе відповідне відхилення електрода від осі шва або зміну його вильоту. Якщо це відхилення виходить за межі, допустимі технологією зварювання, то несуча конструкція (балка, кронштейн та ін.) не має достатньої жорсткості і її треба посилити до такої міри, щоб при її пружному деформуванні відхилення електрода не перевищувало заданої допустимої величини. Зазвичай ця величина для дугового зварювання електродом, що плавиться коливається в межах $\pm 1,5-2$ мм по горизонталі і $\pm 5-8$ мм по вертикалі.

У механізованому складально-зварювальному пристрої розрахунку підлягають наступні силові вузли:

- приводи затискних пристроїв;
- затискні пристрої та механізми, які є виконавчими органами складальних стендів і кондукторів;
- несучі конструкції;
- механізми повороту, обертання або лінійного руху виробу в тих кондукторах, які здійснюють не лише складання виробу, але також його нахил або зварювальний рух.

Методи розрахунку всіх цих силових елементів наведені у [1, 2].

5 РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СЗО

До функціональних елементів складально-зварювального оснащення відносяться установочні елементи і велика група притискних механізмів. Розглянемо їх.

5.1 Конструкції та розрахунок установочних елементів складально-зварювальної оснастки

Установочні елементи (фіксатори) – це опорні елементи, що утворюють базові поверхні пристрою та забезпечують фіксування заданого положення заготовки в пристрої при складанні вузла у відповідності з правилом шести опорних точок.

Ознакою класифікації фіксаторів є метод фіксування заготовок в пристрої. За цим методом фіксатори поділяють на упори, опори, установочні пальці, призми та шаблони знімні (рис. 5.1).

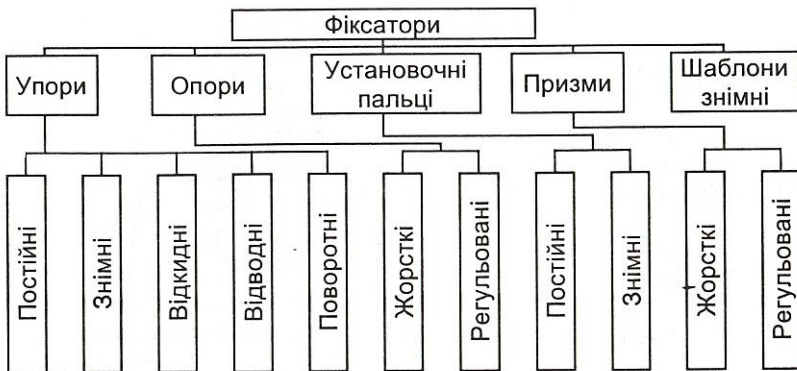
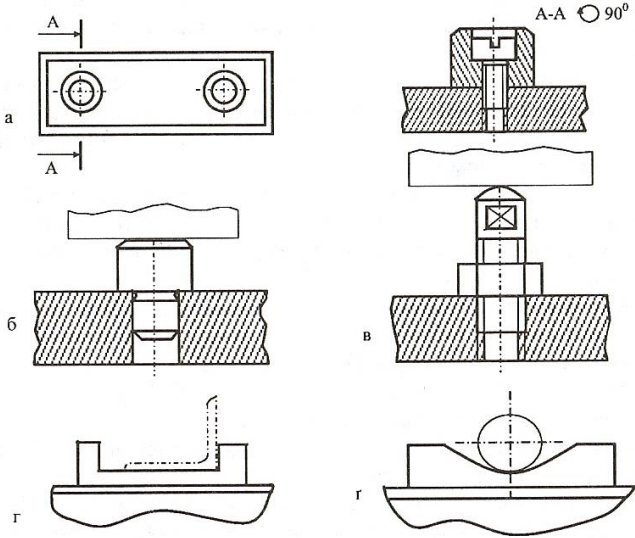


Рисунок 5.1 – Класифікація фіксаторів

З конструкціями та технічними різновидами фіксаторів ми вже знайомилися при вивченні курсу «Допоміжне обладнання зварювального виробництва». Тому в цьому розділі коротко згадаємо основні особливості установочних елементів і на прикладі упорів познайомимося з методикою їхнього розрахунку.

Опори. У складальному пристрої опори розміщуються у горизонтальній площині й призначені для базування заготовок основними базовими поверхнями. Вони визначають відповідне положення заготовки в просторі і позбавляють її найбільшої кількості ступенів свободи.

Основні типи опор зображені на рис. 5.2.



а – опорна пластина; б – опорний штир; в – регульована опора;
г – опорне гніздо; г' – ложемент

Рисунок 5.2 – Типи опор [2]

Упори. Упори реалізують схему базування заготовок за боковими плоскими поверхнями. Приклади постійних і знімних упорів зображено на рис. 5.3.

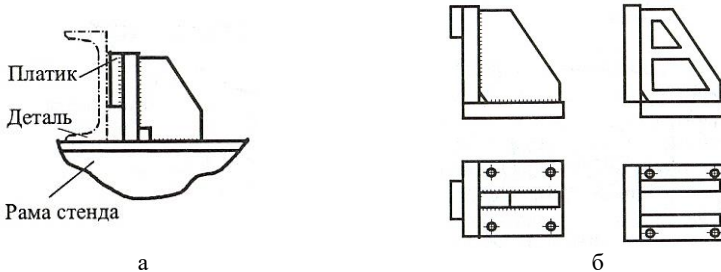


Рисунок 5.3 – Упори постійні (а) та знімні (б) [2]

Установочні пальці та оправки. Якщо заготовки мають

отвори, то їх базування здійснюється установочними пальцями (рис. 5.4).

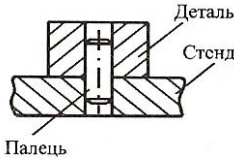


Рисунок 5.4 – Постійний установочний палець [2]

Знімні установочні пальці (рис. 5.5) використовуються в тих випадках, коли зняття складеного по отворах та прихваченого вузла неможливе без попереднього зйому фіксатора.

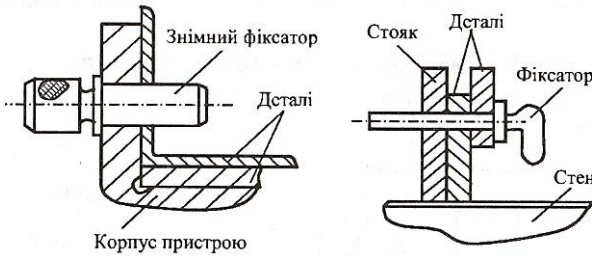
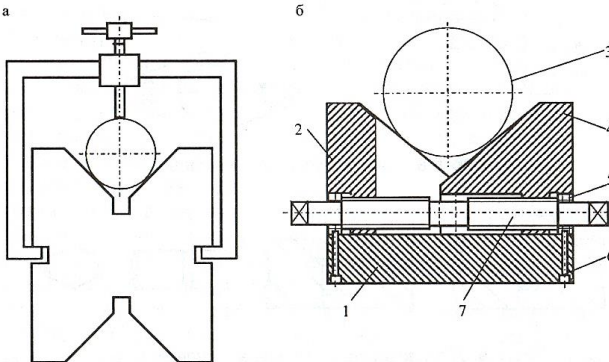


Рисунок 5.5 – Знімні фіксатори [2]

Призми. Для фіксування заготовок, що мають зовнішню циліндричну поверхню, використовують призми. Призми можуть бути жорсткими, регульованими, з гвинтовими притискачами та без них (рис. 5.6).



а – жорстка, б – регульована: 1 – основа; 2, 4 – шок; 3 – виріб; 5 – опора; 6 – гвинт стопорний; 7 – гвинт регульовальний

Рисунок 5.6 – Типи призм [2]

До корпусу пристрою призми закріплюються за допомогою

гвинтів, точність установа забезпечується контрольними штифтами.

Шаблони призначені для фіксування деталей при складанні вузлів по іншим деталям цього вузла або по будь-яким поверхням виробу.

Базування шаблонів відбувається по зовнішньому або внутрішньому контуру заготовок, що складаються, по отворам та пазам, а також по базовим елементам складально-зварювальної оснастки. Наприклад, встановлення шаблону по циліндричних поверхнях болтів (рис. 5.7) забезпечує встановлення фланця на виробі.



Рисунок 5.7 – Шаблон для встановлення фланця [2]

Шаблони виготовляються зі сталевих або алюмінієвих листів і повинні бути незначної ваги, жорсткими та міцними. При використанні шаблонів необхідно забезпечувати умови вільного доступу до зварних швів та вільне зняття шаблону з виробу.

5.1.1 Розрахунок закріплення упорів

Силі упори сприймають вили від ваги виробів та від розпірних або стягуючих сил, які виникають від зварювання, тобто

$$P_{\phi} = G + P.$$

а) при закріпленні упорів за допомогою болтів (рис. 5.8) згинальний момент

$$M = P_{\phi} \cdot H.$$

Болти працюють на розтяг та не зрізання відповідно від сил N і P_{ϕ}

$$N = \frac{M}{2l} = \frac{P_{\phi}H}{2l}.$$

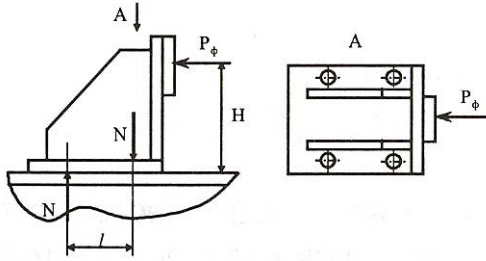


Рисунок 5.8 – Розрахункова схема закріплення упора болтами [2]
 Нормальні напруження від сили розтягу N

$$\sigma = \frac{4N}{\pi d^2}$$

Дотичні напруження від дії поперечної сили $Q = P_\phi$

$$\tau = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

Еквівалентні напруження

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

б) при закріпленні упорів за допомогою зварних швів (рис. 5.9)
 згинальний момент

$$M = P_\phi \cdot H.$$

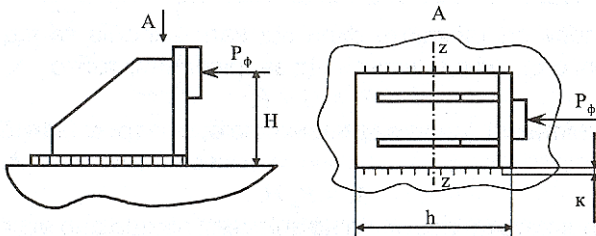


Рисунок 5.9 – Розрахункова схема закріплення упора зварними швами [2]
 Поперечна сила $Q = P_\phi$.

Дотичні напруження від згинального моменту

$$\tau_M = \frac{M}{W} = \frac{3M}{0,7kh^2}$$

де k – катет зварного шва;

h – довжина зварного шва.

Дотичні напруження від поперечної сили

$$\tau_Q = \frac{P_\phi}{2 \cdot 0,7 \cdot kh}$$

Підсумкові напруження

$$\tau_{\text{сум}} = \sqrt{\tau_M^2 + \tau_Q^2} \leq [\tau].$$

5.1.2 Розрахунок та вибір поперечного перерізу упорів

Поперечний переріз упору конструюється, виходячи з діючого згинального моменту (рис. 5.10). Необхідний осьовий момент упору поперечного перерізу упору визначається за формулою:

$$W_H = \frac{M}{[\sigma]} = \frac{P_\Phi H}{[\sigma]},$$

де W_H – осьовий момент упору поперечного перерізу, м³;

P_Φ – підсумкова сила, що діє на упор, Н;

H – плече дії сили P_Φ , м;

$[\sigma]$ – допускні напруження для матеріалу упору, МПа.

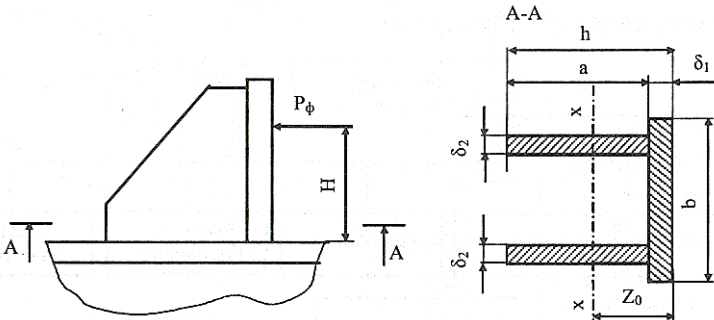


Рисунок 5.10 – Розрахункова схема поперечного перерізу упору [2]

Для звичайного упору з двома ребрами жорсткості (рис. 5.10) положення центра ваги поперечного перерізу можна визначити за формулою:

$$Z_0 = \frac{S_x}{F},$$

де S_x – статичний момент поперечного перерізу упору, м³;

F – площа поперечного перерізу упору, м².

Момент інерції поперечного перерізу упору відносно осі, яка проходить через центр ваги перерізу:

$$I_x = \frac{b\delta_1^3}{12} + b\delta_1 \left(Z_0 - \frac{\delta_1}{2} \right)^2 + 2 \left[\frac{\delta_2 a^3}{12} + a\delta_2 \left(\delta_1 + \frac{a}{2} - Z_0 \right)^2 \right].$$

Мінімальний момент опору поперечного перерізу упору, який сконструйовано, визначається за формулою:

$$W_k = \frac{I_x}{h - Z_0}.$$

5.2 Класифікація та конструктивні різновиди притискачів

Класифікація різноманітних притискачів, що застосовуються в зварювальних пристроях, наведена на рис. 5.11.



Рисунок 5.11 – Класифікація притискачів [2]

Ознаками класифікації є ступінь механізації та конструкція притискачів. За ступенем механізації розрізняють притискачі немеханізовані та механізовані. Немеханізовані притискачі потребують застосування мускульної сили і використовуються в одиничному й дрібносерійному виробництвах.

Механізовані притискачі оснащені силовим приводом і використовуються в складально-зварювальній оснастці, що призначена для серійного та багатосерійного виробництва.

До комбінованих притискачів належать притискачі, які зблоковані з декількох простих механізмів та оснащені силовим приводом.

5.2.1 Конструкція та розрахунок клинових притискачів

Клиновий притискач – простий пристрій, який складається з упорів різної конструкції та клину (рис. 5.12).

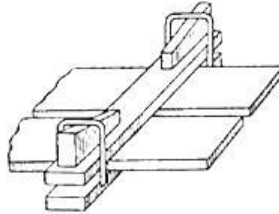


Рисунок 5.12 – Клиновий притискач [3]

Клинові притискачі відрізняються компактністю конструкції та швидкодією, дозволяють збільшувати та змінювати напрямок дії сили. Їх використовують у виді силових вузлів для підтискування однієї заготовки до іншої, вирівнювання кромek, тощо. Вони часто застосовуються в комбінаціях з гвинтовими, важільними, ексцентрикними та пневмо- і гідроприводами.

Недоліком клинового притискача є низький ККД у зв'язку з великими витратами на тертя, які збільшуються із зменшенням кута клину.

При переміщенні клину під дією сили Q і стисненням деталей A та B (рис. 5.13) [2], на поверхнях клину виникають нормальні сили W та N , а також сили тертя F_1 та F_2

$$F_1 = N \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 = N \cdot f_1,$$

$$F_2 = W \cdot \operatorname{tg} \varphi_2 = W \cdot f_2,$$

де φ_1 та φ_2 , f_1 та f_2 – кути та коефіцієнти тертя на відповідних поверхнях клина.

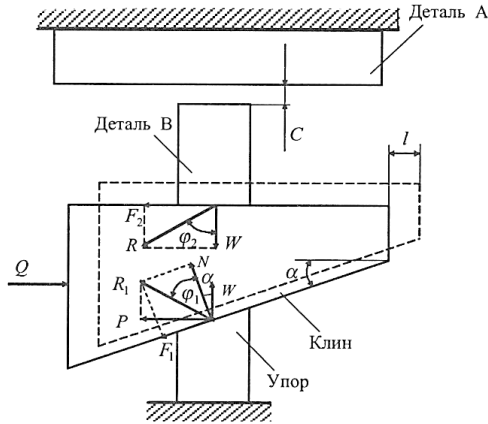


Рисунок 5.13 – Схема рівноваги сил у клиновому притискачі [2]

З механіки відомо, що якщо тіло 1 (рис. 5.14) навантажене нормальною силою G (реакцією N), під дією сили Q рівномірно переміщується по площині 2 , то при наявності сил тертя F повна реакція R відхиляється від напрямку нормалі на деякий кут φ , який зветься **кутом тертя**.

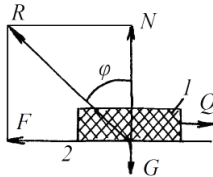


Рисунок 5.14 – Кут тертя

Розглянемо рівновагу клину під дією всіх прикладених до нього сил (рис. 5.13). Для цього рівнодіючу R_1 сил N та F_1 розкладемо на сили W та P .

Оскільки в притиснутому стані клин знаходиться в рівновазі, то вертикальна складова по величині дорівнює W . Горизонтальну складову P визначимо з силового многокутника:

$$P = W \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1).$$

Сума проєкцій всіх сил на напрямок сили Q :

$$\begin{aligned} Q - P - F_2 &= 0, \\ Q &= W \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + W \cdot \operatorname{tg} \varphi_2, \end{aligned}$$

де α – кут скосу клина;

φ_1 – кут тертя на нахиленій площині;

φ_2 – кут тертя на горизонтальній площині;

W – сила притиску, Н;

Q – сила, що прикладена до клина, Н.

Сила притиску заготовки клином:

$$W = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg} \varphi_2}$$

Необхідне переміщення l клина при підтискуванні деталей на величину C :

$$l = \frac{C}{\operatorname{tg} \alpha}$$

Для забезпечення самогальмування клина необхідно виконати умови:

$$\alpha \leq 2\varphi - \text{для одностороннього клина,}$$

$$\alpha_1 + \alpha_2 \leq 2\varphi - \text{для двостороннього клина,}$$

$$\operatorname{tg} \varphi = f,$$

де α – кут скосу одностороннього клина;

α_1 та α_2 – кути скосу двостороннього клина;

φ – кут тертя;

$f = 0,1 - 0,18$ – коефіцієнт тертя ковзання сталі по сталі; менше значення (0,1) – для клина з гладкими поверхнями, більше значення (0,18) – для клина з шорсткуватими поверхнями.

$$\text{При } \alpha_1 = \alpha_2, \operatorname{tg} \varphi_1 = \operatorname{tg} \varphi_2 = f; \varphi_1 = \varphi_2 \cong 5^\circ 50'.$$

5.2.2 Конструкція та розрахунок ексцентрикових притискачів

Ексцентрикові притискачі набули поширення в складально-зварювальних пристроях, застосовуваних у зварювальних цехах на заводах серійного і масового виробництва.

Основною перевагою цих притискачів є швидке затискання зібраних елементів, що досягається одним поворотом рукоятки пристрою.

Ексцентрикові притискачі можуть застосовуватися самостійно або в комбінації з іншими ланками. Перший тип притискачів обов'язково робиться із самогальмуючим ексцентриком.

У комбінованих пристроях, де створена самогальмуюча ланка (наприклад, гвинтова пара) або постійний імпульс (пневматика), ексцентрикові притискачі можуть бути не самогальмуючими.

За виконанням ексцентрикові притискачі поділяються на горизонтальні і вертикальні.

За конструкцією розділяють ексцентрикові притискачі безпосередньої дії і важільно-ексцентрикові.

В складально-зварювальних пристроях застосовуються тільки круглі ексцентрики.

У силовому відношенні ексцентриковий притискач аналогічний клиновому. Утворення круглого ексцентрика діаметром D можна показати шляхом накручування на круглий диск радіусом r кругового клину висотою $2e$ та довжиною основи, рівній $\pi D/2$ (рис. 5.15).

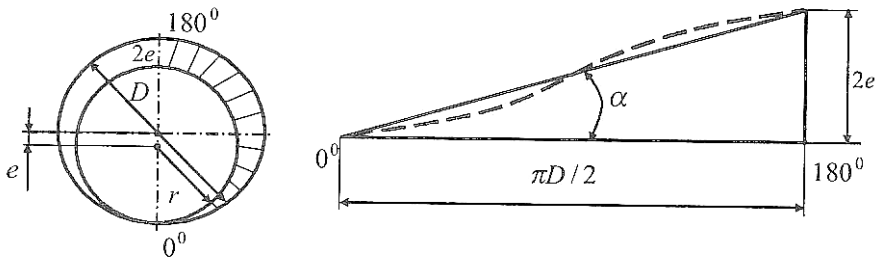


Рисунок 5.15 – Схема утворення круглого ексцентрика [2]

Для встановлення залежності між силою закріплення та моментом на рукоятці ексцентрика в кінці притиску заготовки, використовуємо схему, зображену на рис. 5.16.

У процесі притиску заготовки на ексцентрик діють три сили [1, 2]: сила на рукоятці Q , реакція заготовки T та реакція цапфи S . Під дією цих сил система знаходиться в рівновазі. Реакція T буде рівнодіючою сили притиску W та сили тертя F .

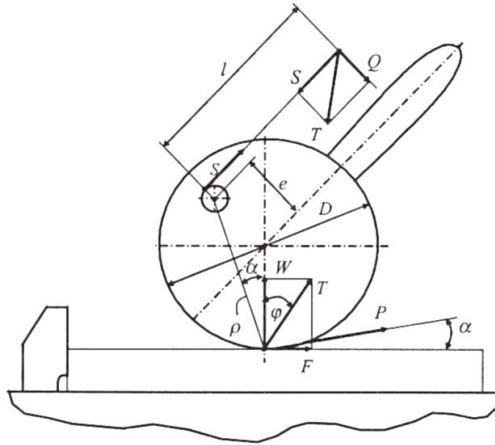


Рисунок 5.16 – Схема дії сил на круговий ексцентрик [2]

При середньому куті підймання кривої клина α (рис. 5.15) та з урахуванням сил тертя, зв'язок між окружною силою на діаметрі ексцентрика P і силою притиску заготовки W можна виразити формулою:

$$P = W[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1],$$

де α – кут підймання кривої ексцентрика;

φ – кут тертя між ексцентриком та заготовкою;

φ_1 – кут тертя в цапфі ексцентрика.

Зусилля робітника Q , прикладене на плечі рукоятки довжиною l , утворює момент, який врівноважується моментом сили притиску заготовки та сили тертя на плечі ρ , рівному відстані між центром обертання ексцентрика та точкою його дотику із заготовкою, тобто:

$$Ql = W\rho[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1].$$

Сила притиску круговим ексцентриком визначається за формулою:

$$W = \frac{Ql}{\rho[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1]}.$$

Кут підймання α кривої ексцентрика є змінною величиною і залежить від кута повороту кругового ексцентрика, що впливає на сталість сили притиску заготовок.

Умова самогальмування ексцентрика в будь-якому його положенні виражається залежністю:

$$\alpha_{max} \leq \varphi + \varphi_1.$$

При $\varphi = \varphi_1 = 5^\circ 43'$ умова самогальмування $\alpha_{max} = 11^\circ 30'$.

З метою забезпечення запасу самогальмування можна прийняти

$$\alpha_{max} = 8^\circ 30',$$

тоді отримаємо:

$$\operatorname{tg} \alpha_{max} = \frac{2e}{D} = f \quad \text{або} \quad \frac{2e}{D} \leq f,$$

де f – коефіцієнт тертя ковзання.

При $f = 0,15$ для пари сталь-сталь $e \leq 0,075D$.

Діаметр ексцентрика визначають, виходячи з ексцентриситету. Зазвичай величину ексцентриситету приймають в межах $e = 3 \dots 6$ мм.

При проектуванні ексцентрикових притискачів в розрахунках приймають середні значення: $\alpha_{cp} \cong 4^\circ$; $\rho_{cp} \cong D/2$; $l = 2D$; $\operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} \varphi_1 = 0,15$.

Ексцентрики виготовляють зі сталі 20Х з цементацією на глибину 0,8-1,2 мм та наступним загартовуванням до твердості HRC 55-60. Ширина робочої частини ексцентрика визначається, виходячи з напружень зминання в місці контакту його із заготовкою. Якщо прийняти для ексцентрика та заготовки модулі пружності $E_1 = E_2$ та коефіцієнти поперечного стиску $\mu_1 = \mu_2 = 0,25$, то можна використати формулу:

$$\sigma_{3M} = 0,415 \sqrt{\frac{WE}{RB}},$$

звідки ширина робочої частини ексцентрика

$$B = 0,0175 \frac{WE}{R\sigma_{3M}^2},$$

де R – радіус робочої частини ексцентрика;

B – ширина робочої частини ексцентрика.

Діаметр цапфи ексцентрика також визначається, виходячи з напружень зминання, за формулою:

$$d = \frac{W}{b[\sigma_{зм}]},$$

де b – ширина цапфи, м;

$[\sigma_{зм}]$ – допустиме напруження зминання, МПа;

W – сила притиску заготовки, Н.

5.3 Конструкція та розрахунок гвинтових притискачів, їх переваги та недоліки

Завдяки своїй універсальності, надійності в експлуатації та простоті конструкції гвинтові притискачі одержали широке використання в різних складально-зварювальних пристроях.

Гвинтові притискачі складаються з корпусу, гвинта і гайки (рис. 5.17). Найчастіше затиск здійснюється обертом гвинта, рідше – обертанням гайки. Гвинтові пристрої широко застосовуються в якості знімних пристосувань для всіх складально-зварювальних робіт.

Гвинтові притискачі завжди є силовими ланками і тому повинні мати достатню міцність і твердість.

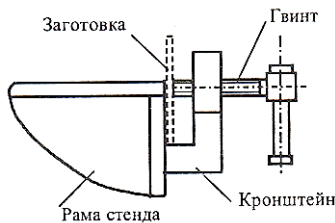


Рисунок 5.17 – Гвинтовий притискач [2]

У тих випадках, коли важко підрахувати зусилля притиску, розміри гвинтового притиску призначаються за аналогією.

При заданому ж зусиллі затиску повинен бути проведений відповідний розрахунок основних елементів притискача.

Зазвичай підлягають перевірці:

- а) гвинт;
- б) гайка;
- в) корпус,

а в разі стаціонарних притискачів – елементи кріплення притискача до нерухомої рами.

У пристроях застосовуються гвинтові пари:

- з метричної різьбою від М8 до М42 (для легких затискачів на малі зусилля);

- з прямокутною різьбою;

- з трапецеїдальною різьбою.

Трапецеїдальна різьба більш міцна, ніж прямокутна і менш складна у виготовленні. Тому вона найбільш споживана.

Сила на рукоятці гвинта P (рис. 5.18), що необхідна для створення сили притиску, розраховується за наступною формулою

$$P = Q \cdot \frac{r_{cp}}{l_p} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1),$$

де Q – сили притиснення деталі гвинтом, Н;

l_p – довжина рукоятки, м;

$r_{cp} = 0,45 d_3$ – середній радіус різьби, м;

α – кут підйому різьби (2° - 4°); $\operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{2\pi r_{cp}}$;

S – крок різьби, м;

ρ_1 – кут тертя в різьбі, град. Кути тертя для пари гвинт-гайки приймаються наступні:

$\rho_1 = 6^\circ 40'$ – для метричної різьби при $\beta = 30^\circ$ (β – половина кута при вершині профілю метричної різьби);

$\rho_1 = 6^\circ 00'$ – для упорної різьби при $\beta = 15^\circ$;

$\rho_1 = 5^\circ 43'$ – для прямокутної різьби при $\beta = 0^\circ$.

Діаметр рукоятки гвинта d_o розраховується за формулою

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{Pl_p}{0,1[\sigma]_p}}$$

При розрахунку сили, що розвивається гвинтовим притискачем, необхідно врахувати додаткові витрати на тертя в місці контакту гвинта з заготовкою. Умову рівноваги гвинта можна записати в наступному виді:

$$P \cdot l_p = Q \cdot r_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1) + M_{\text{тр.}}$$

де $M_{\text{тр}}$ – момент тертя на опорному торці гвинта, Н·м.

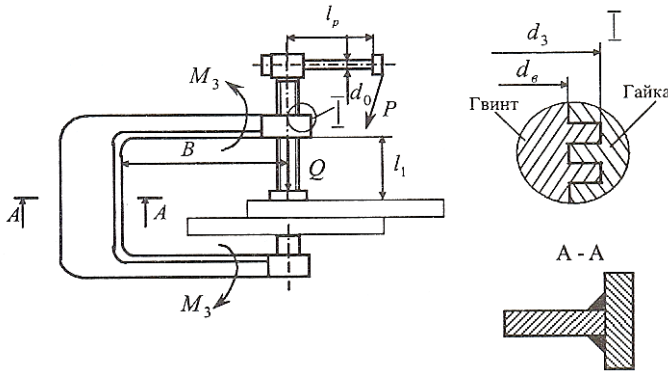


Рисунок 5.18 – Розрахункова схема гвинтового притискача [2]

Величина моменту тертя залежить від конструкції п'яти гвинта [2].

Для гвинтів зі сферичною п'ятою (рис. 5.19 а) гвинт з заготовкою контактує в точці, і тому

$$M_{\text{тр.}} \cong 0.$$

Для гвинтів з кільцевою п'ятою (рис. 5.19 б)

$$M_{\text{тр.}} = \frac{1}{3} Qf \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}.$$

Для гвинтів з плоскою п'ятою (рис. 5.19 в)

$$M_{\text{тр.}} = \frac{1}{3} QfD.$$

Для гвинтів з нерухомим башмаком (рис. 5.19 г)

$$M_{\text{тр.}} = Qf \frac{D}{2} \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2},$$

де $f = 0,15$ – коефіцієнт тертя п'яти гвинта по поверхні заготовки.

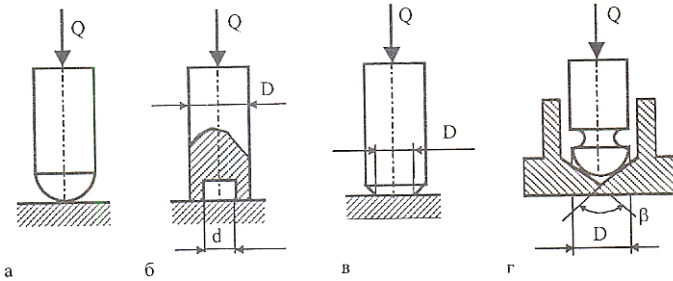


Рисунок 5.19 – Види контакту гвинта з опорною поверхнею [2]

Для зберігання поверхні деталі, що затискається і збільшення площі дотику кінці гвинтів забезпечуються нерухомим башмаком.

Конструкція башмака залежить від форми деталі, яка затискається і вимог, що пред'являються до об'єднання в пару.

При обертанні гвинта башмак не обертається і самовстановлюється по поверхні, що затискається завдяки кульовій опорі.

5.3.1 Розрахунок гвинта

У більшості випадків гвинти притискачів відчувають деформацію стиску і кручення. Торець гвинта та нарізка гайки і гвинта повинні перевірятися на питомий тиск.

Найменший внутрішній діаметр гвинта визначається за формулою (рис. 5.18):

$$d_{\text{в}} = C \sqrt{\frac{Q}{[\sigma]_{\text{р}}}},$$

де $C = 1,4$ – коефіцієнт для основної метричної різьби;

Q – сила закріплення заготовки, Н;

$[\sigma]_{\text{р}}$ – допустимі напруження розтягу, МПа.

Отриманий діаметр гвинта округляється до найближчого більшого по ДСТУ.

Гвинти рекомендується виготовляти зі сталі 45, для якої $[\sigma]_{\text{р}} = 80-100$ МПа з урахуванням зносу різьби. Твердість опорних

п'ят повинна складати 33-38 HRC.

Якщо вільна довжина гвинта $l_1 > 10d_b$, то гвинт підлягає перевірці на поздовжній вигин:

$$\sigma_z = \frac{4Q}{\pi d_b^2 \varphi_0} \leq [\sigma]_p,$$

де φ_0 – коефіцієнт зменшення основного допустимого напруження на стиск. Для сталі 45 обирається за табл. 5.1 в залежності від $-\frac{l}{r_0}$.

l – розрахункова довжина при поздовжньому згині, що дорівнює $0,5l_1$, при жорсткому закріпленні кінця гвинта;

$$r_0 \text{ – радіус інерції дорівнює } \sqrt{\frac{I_{min}}{F}};$$

I_{min} – мінімальний момент інерції приблизно дорівнює $0,05 d_b^4$;
 F – площа перетину за внутрішнім діаметром.

Таблиця 5.1 – Співвідношення $\frac{l}{r_0}$ і φ_0 [2]

$\frac{l}{r_0}$	φ_0	$\frac{l}{r_0}$	φ_0	$\frac{l}{r_0}$	φ_0
20	0,96	80	0,75	150	0,32
30	0,94	90	0,69	160	0,29
40	0,926	100	0,60	170	0,26
50	0,89	110	0,52	180	0,23
60	0,86	120	0,45	190	0,21
70	0,81	130	0,40	200	0,19
		140	0,36		

Гвинт повинен перевірятися по повним напруженням від стику σ_z і кручення τ :

$$\sigma_z = \frac{1,4Q}{a_b^2};$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_o} \quad \text{або} \quad \tau = \frac{M_{кр}}{0,2a_b^3};$$

$$M_{кр} = M_1 + M_2;$$

$$M_1 = Q \cdot r_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1),$$

де $M_{кр}$ – максимальний крутний момент на гвинті;

M_1 – момент від сил тертя на різьбі;

M_2 – момент від сил тертя на опорній поверхні гвинта і залежить від виду контакту гвинта з опорною поверхнею (рис. 5.19);

W_0 – полярний момент опору поперечного перерізу гвинта.

Повне напруження в гвинті:

$$\begin{aligned} \sigma &= \sqrt{\sigma_z^2 + 4\tau^2}, & \text{якщо } \sigma_z \geq \tau, \\ \sigma &= \sqrt{\sigma_z^2 + 3\tau^2}, & \text{якщо } \sigma_z \leq \tau. \end{aligned}$$

Повне напруження σ не повинне перевищувати допустиме напруження $[\sigma]_p$.

У всіх зварювальних пристосуваннях гвинтові притиски повинні бути самогальмівними. Умова самогальмування: $\alpha < \rho_1$.

5.3.2 Розрахунок гайки

Кількість витків різьби в гайці визначається зі співвідношення:

$$n = \frac{Q}{\frac{\pi}{4}(d_3^2 - d_b^2)p_0},$$

де d_3 і d_b – зовнішній і внутрішній діаметри різьби;

p_0 – питомий тиск на поверхні ниток різьблення, прийняте для сталевих гвинта і чавунної гайки 5-6 МПа, і для сталевий гайки – 9-13 МПа.

Висота гайки:

$$H = \frac{nS}{m},$$

де S – крок гвинта;

m – число заходів. Для самогальмівної різьби $m = 1$.

5.3.3 Вибір поперечного перерізу корпусу притискача і його розрахунок

Корпус гвинта (рис. 5.18) працює на розтяг та на згин. Тому поперечний переріз корпусу попередньо визначаємо з умови міцності на згинання з наступним урахуванням осьової сили розтягу.

Умова міцності корпусу гвинта при згинанні:

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_x} = \frac{QB}{W_x} \leq [\sigma]_p.$$

Необхідний момент опору поперечного перерізу корпусу гвинта:

$$W_x = \frac{QB}{[\sigma]_p}.$$

Задаючись параметрами поперечного перерізу a , b , δ_1 , δ_2 , конструюють корпус і визначають дійсний момент опору (рис. 5.20):

$$W_k = \frac{I_x}{H_1 - Z_0}.$$

Положення центра ваги поперечного перерізу:

$$Z_0 = \frac{(\delta_1 b) \frac{\delta_1}{2} + a \delta_2 \left(\delta_1 + \frac{a}{2} \right)}{\delta_1 b + \delta_2 a}.$$

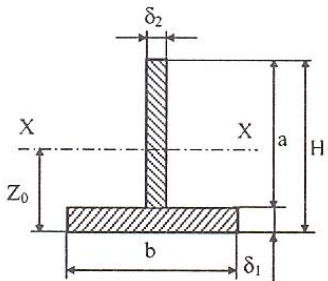


Рисунок 5.20 – Схема розрахунку поперечного перерізу корпусу гвинтового притискача

Момент інерції поперечного перерізу:

$$I_x = \frac{b\delta_1^3}{12} + b\delta_1 \left(Z_0 - \frac{\delta_1}{2} \right)^2 + \frac{\delta_2 a^3}{12} + \delta_2 a \left(\delta_1 + \frac{a}{2} - Z_0 \right)^2.$$

Після визначення розмірів поперечного перерізу виконується остаточна перевірка на міцність корпусу притискача за формулою:

$$\sigma_3 = \frac{QB}{W_k} + \frac{Q}{F} \leq [\sigma]_p$$

У випадку, якщо нерівність витримується, залишаємо прийняті розміри.

5.4 Пневматичні притискачі

У складально-зварювальному виробництві більшість складально-затискних пристроїв оснащені силовими приводами у виді пневматичних або гідравлічних циліндрів, чи то пневматичних камер, обладнаних механічними підсилювачами у виді важільних або клинових механізмів [2, 3].

Застосування пневматичних притискачів скорочує допоміжний час при виготовленні зварних конструкцій завдяки швидкодії та керуванню пристроєм з одного робочого місця. Пневматичні притискачі забезпечують достатнє складальне зусилля та швидке закріплення і вивільнення вузлів та виробів, які складаються.

Розрізняють три різновиди пневмопритискачів:

- а) пневмоциліндри односторонньої та двосторонньої дії;
- б) пневмокамери (діафрагмові камери);
- в) пневмошланги.

У складально-зварювальних пристроях використовуються пневмопритискачі прямої дії (безпосередньої дії) та пневмоважільні системи. Останні найбільш розповсюджені тому, що вони дають можливість дозувати складальні зусилля та величину переміщення робочих органів.

Переваги пневмопритискачів: доступність, завдяки наявності на заводах мережі стисненого повітря; порівняльна простота конструкції;

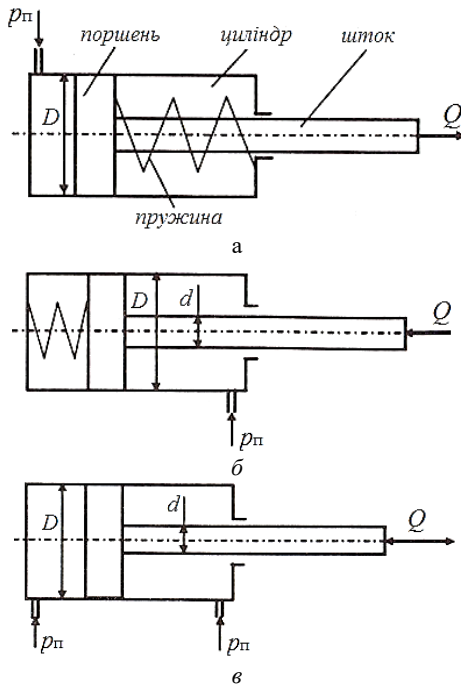
швидкодія; надійність в роботі; зручність у керуванні.

Недоліки пневмопритискачів: труднощі регулювання швидкості ходу; необхідність в очищенні повітря від вологи; обмеженість величини сили на штоку (20-30 кН); шумність у роботі та ін.

Приклади застосування у складально-зварювальних пристроях різних пневматичних притискачів з пневмоциліндрами, пневмокамерами та пневмошлангами наведені в [1-3].

5.4.1 Розрахунок пневмоциліндрів

Розрізняють пневмоциліндри односторонньої штовхаючої дії (рис. 5.21 а) та тягнучої дії (рис. 5.21 б), а також пневмоциліндри двосторонньої дії (рис. 5.21 в) [2].



а, б – односторонньої дії, в – двосторонньої дії
Рисунок 5.21– Схеми пневматичних циліндрів [2]

Розрахунок пневматичних циліндрів зводиться до визначення

сили на штоку поршня при заданих діаметрі циліндра та тиску повітря в мережі. Можна також за відомими значеннями сили на штоку поршня та тиску повітря визначити діаметр пневмоциліндра.

Сила на штоку пневмоциліндра Q односторонньої дії зі зворотною пружиною:

при впуску повітря в позаштокову порожнину:

$$Q = p_{\text{п}} \frac{\pi D^2}{4} \eta - Q_1,$$

при впуску повітря в штокову порожнину:

$$Q = p_{\text{п}} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \eta - Q_1,$$

де $p_{\text{п}}$ – питомий тиск повітря в мережі, $p_{\text{п}} = 0,4 \dots 0,6$ МПа;

η – ККД пневмоциліндра, $\eta = 0,85 \dots 0,9$;

D – діаметр поршня, м; d – діаметр штока, м;

Q_1 – опір зворотної пружини, Н.

У кінці робочого ходу поршня зворотна пружина створює опір у межах 5...20 % від сили Q на штоці пневмоциліндра [2].

Сила на штоку пневмоциліндра двосторонньої дії без зворотної пружини:

при впуску повітря в позаштокову порожнину:

$$Q = p_{\text{п}} \frac{\pi D^2}{4} \eta,$$

при впуску повітря в штокову порожнину:

$$Q = p_{\text{п}} \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \eta.$$

Якщо відомі сила на штоку та тиск повітря у заводській мережі, то визначається діаметр пневмоциліндра, який округляється до найближчого стандартного (табл. 5.2):

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi p_{\text{п}} \eta}}.$$

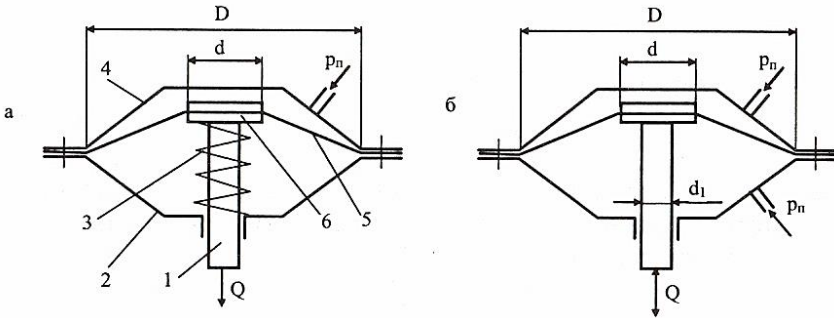
Таблиця 5.2 – Діаметри пневмоциліндрів двосторонньої дії (ДСТУ 2517-94 (ГОСТ 3015-94))

D, мм	25	32	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320
-------	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Як приклад конструкцій і параметрів нормалізованих пневматичних циліндрів (двосторонньої дії, пневмоциліндрів, що обертаються), які застосовуються в машинобудуванні, можна скористатися інформацією, представленою в [1, с. 96-110].

5.4.2 Розрахунок діафрагмових пневмокамер

Пневмокамери з тарілчастими гумотканими діафрагмами також бувають односторонньої та двосторонньої дії (рис. 5.22).



а – прямої дії, б – двосторонньої дії

1 – шток; 2 – корпус; 3 – зворотна пружина; 4 – кришка; 5 – діафрагма;
6 – опорний диск

Рисунок 5.22 – Схеми діафрагмових пневмокамер [2]

У порівнянні з пневмоциліндрами пневмокамери простіше у виготовленні, довговічніше та надійніше. При їх застосуванні можна використовувати повітря із меншим ступенем очищення.

Недоліки: досить малий хід штока (30-60 мм) та відносно великий діаметр у порівнянні з пневмоциліндрами того ж таки зусилля.

Зусилля на штоку пневмокамери змінюється під час переміщення штока від вихідного до кінцевого положення. Наприкінці ходу зусилля на штоку зменшиться до нуля, тому що вся енергія стисненого повітря буде витратитися тільки на пружну деформацію діафрагми.

У зв'язку з цим використовують не всю довжину робочого ходу штока діафрагми, а тільки її частину таким чином, щоб сила на штоку в кінці ходу становила 80-85% від сили у вихідному положенні штока.

При розрахунку діафрагмових приводів слід враховувати також пружний опір матеріалу діафрагми, який залежить від положення її в камері.

Зусилля на штоку (Q) мембранного (діафрагмового) пневмоприводу односторонньої дії зі зворотною пружиною підраховують за формулами:

у вихідному положенні штока

$$Q = \frac{\pi P}{16} (D + d)^2 \eta - P_2 - P_3$$

після переміщення штока на довжину $0,3 D$

$$Q = 0,75 \frac{\pi P}{16} (D + d)^2 \eta - P_2 - P_3,$$

де D – діаметр діафрагми усередині камери, м;

d – діаметр опорного диска діафрагми, м (приймають $d = 0,7D$);

P – тиск повітря, МПа;

$\eta = 0,85 \dots 0,9$ – ККД пневмокамери;

P_2 – опір зворотної пружини в кінці робочого ходу штока, Н;

P_3 – опір діафрагми, Н.

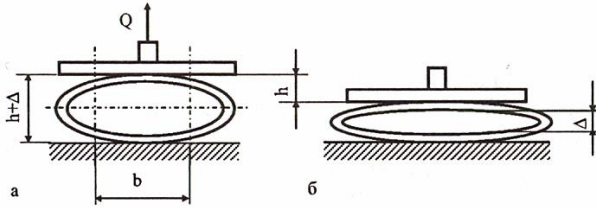
За аналогічними формулами обчислюють зусилля на штоку і інших конструкцій діафрагмових пневмоприводів. У довідниках вони є. На підставі величини сили на штоку і тиску повітря в системі визначають діаметр діафрагмової камери (приблизно, як і для пневмоциліндрів). Основні параметри мембранних пневмоциліндрів (діаметр та хід штока) вибирають за ГОСТ 9887-70.

D, мм	125	160	200	250	320	400	500
-------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

5.4.3 Розрахунок пневмошлангових притискачів

Завдяки простоті, портативності та надійності в роботі пневмошлангові приводи використовують у складально-зварювальних пристроях.

Недоліки: малий робочий хід, залежність корисної сили від ступеня сплющування пневмошлангу.



а – робочий стан, б – неробочий стан

Рисунок 5.23 – Розрахункова схема пневмошлангового приводу [2]

Корисна сила Q (Н/м) пневмошлангу на погонну одиницю його довжини:

$$Q = b \cdot p, \quad (5.1)$$

де b – ширина площадки тиску, м;

p – тиск повітря, МПа.

Під тиском повітря армований шланг не може розтягнутись до кола, тому зберігається така наближена геометрична рівність [1]:

$$\pi d_{\text{ш}} = 2b + \pi(h + \Delta),$$

звідки

$$b = \frac{\pi(d_{\text{ш}} - h - \Delta)}{2}. \quad (5.2)$$

де h – вертикальний хід шланга;

$d_{\text{ш}}$ – діаметр шланга;

Δ – залишковий зазор внутрішньої порожнини сплющеного шланга в неробочому стані (приймається $\Delta = 3-5$ мм).

Якщо відомі значення p , Q , та h , то внутрішній діаметр шланга визначається спільним розв'язанням рівнянь (5.1) та (5.2), тобто:

$$d_{\text{ш}} = \frac{2Q}{\pi p} + h + \Delta.$$

За стандартами підбирають шланг найближчого більшого діаметра, як правило, прогумований пожежний рукав. Якщо діаметр вибраного шланга значно більший від розрахункового, а збільшення сили притиску з деяких міркувань недопустимо, то необхідно зменшити тиск повітря у шлангу. Для цього в пневмосистемі застосовують редукційний клапан, відрегульований на необхідний тиск повітря.

Допустимий тиск повітря в пневмошлангу можна знайти в залежності від вибраного діаметра шланга $d_{\text{ш}}$ та заданих h і Q :

$$p_{\text{доп}} = \frac{2Q}{\pi(d_{\text{шланг}} - h - \Delta)}.$$

Мінімальне робоче зусилля пневмошлангового притискача:

$$Q = \frac{\pi}{2} \cdot p \cdot (d_{\text{шланг}} - h - \Delta),$$

з урахуванням дії зворотної пружини

$$Q = \frac{\pi}{2} \cdot p \cdot (d_{\text{шланг}} - h - \Delta) + P_{\text{пруж}},$$

де $P_{\text{пруж}}$ – сила зворотної пружини для сплющування пневмошланг, Н (при розрахунках приймають $P_{\text{пруж}} = 0,05 Q$).

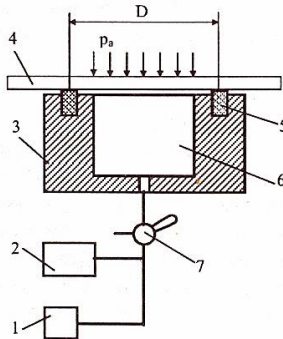
5.4.4 Вакуумні притискачі

Вакуумні притиски використовуються для закріплення деталей невеликої маси з будь-яких матеріалів, переважно при односторонньому доступі до заготовки з плоскими (рис. 5.24) або криволінійними базовими поверхнями (рис. 5.25).

У таких притискачів між базовою поверхнею заготовки і порожниною корпусу створюється розрядження, і заготовка притискається до гумового ущільнювача надлишковим атмосферним

тиском.

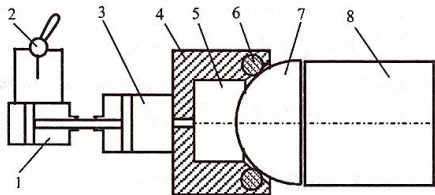
Заготовка 4 встановлюється на гумовий ущільнювач 5 корпусу притиску 3. З порожнини (камери) корпусу повітря видаляється з допомогою вакуумного насоса 1 через ресивер 2. Ресивер використовується для швидкого створення вакууму в порожнині 6, створений надлишковий атмосферний тиск рівномірно притискає заготовку 4 до корпусу притиску 3. Герметичність порожнини 6 забезпечується гумовим ущільнювачем 5. Розкріплення заготовки 4 здійснюється з'єднанням порожнини 6 з атмосферою за допомогою розподільного крана 7.



1 – вакуумний насос; 2 – ресивер; 3 – корпус вакуумного притиску; 4 – заготовка;
5 – гумовий ущільнювач; 6 – камера; 7 – розподільний кран

Рисунок 5.24 – Схема вакуумного притискача з вакуумним насосом [2]

При складанні і зварюванні обичайок з днищем виникає необхідність в односторонньому закріпленні днищ.



1 – пневмоциліндр; 2 – розподільний кран; 3 – вакуумний циліндр; 4 – корпус притиску; 5 – порожнина (вакуумна камера); 6 – гумовий ущільнювач; 7 – днище;
8 – обичайка

Рисунок 5.25 – Схема вакуумного притискача з використанням пневмоциліндра [2]

Видалення повітря з порожнини 5 корпусу 4 здійснюється за допомогою вакуумного циліндра 3, поршень якого з'єднаний зі штоком обертового пневмоциліндра 1. Розрядка в порожнині 5

приводить до виникнення надлишкового атмосферного тиску, завдяки чому днище 7 притискається до гумового ущільнювача 6 корпусу 4. Це дає можливість виконувати складальні операції днища 7 з обичайкою 8. Розкріплення зібраного або звареного вузла здійснюється за допомогою розподільного крана 2, який перемикає стиснене повітря для зворотного руху штока поршня пневмоциліндра 1 з поршнем вакуумного циліндра 3.

Сила притиску заготовки Q вакуумним притискачем може бути розрахована за формулою

$$Q = F \cdot k \cdot p_n - P_n,$$

де F – площа порожнини притискача, обмеженого гумовим ущільнювачем, м²;

k – коефіцієнт герметичності вакуумної системи ($k = 0,8-0,85$);

p_n – надлишковий тиск у вакуумній порожнині притискача, МПа;

$$p_n = p_a - p_o,$$

p_a – атмосферний тиск, МПа (приймається $p_a = 0,1$ МПа);

p_o – залишковий тиск у вакуумній порожнині, МПа;

P_n – пружна сила вакуумної гуми у стиснутому стані, Н.

Таким чином, формула для визначення сили притиску набуває вигляду

$$Q = F \cdot k \cdot (p_a - p_o) - P_n.$$

Залишковий тиск $p_o = 0,01 \dots 0,015$ МПа вважається оптимальним тому, що надмірний вакуум не сприяє значному збільшенню сили притиску, а лише збільшує вартість притискача. Для надійного закріплення заготовки необхідно, щоб різниця між атмосферним та залишковим тисками (надлишковий тиск) була не меншою 0,07 МПа.

5.5 Гідравлічні та пневмогідравлічні притискачі

Сучасне допоміжне обладнання і складально-зварювальне технологічне оснащення комплектується також гідравлічними притискачами. Конструктивні схеми таких притискачів такі ж, як і схеми із пневмоприжимом.

Гідравлічні притискачі забезпечують більшу силу притиску, що дозволяє їх застосовувати при складанні важких товстолистових конструкцій; плавність і безшумність в роботі; основні вузли не вимагають мастила і не схильні до корозії.

Недоліки гідропритискача: мала швидкість переміщення штока; можливість забруднення поверхонь, що зварюються, робочою рідиною; коштовне обладнання насосних станцій і необхідність значних площ для їх розміщення.

Гідропритискачі уникають встановлювати над заготовками, що зварюються і, як правило, розміщують їх у нижній частині рами пристосування.

Якщо сила на штоку відома, то, задаючись тиском мастила в гідросистемі, визначають необхідний діаметр поршня і по відповідним стандартам вибирають необхідний гідроциліндр (табл. 5.3).

Таблиця 5.3 – Гідроциліндри

Діаметр D циліндра, мм	односторонньої дії (ГОСТ 19897-74, ГОСТ 19898-74)				
	40	50	63	80	
	двосторонньої дії (ГОСТ 19899-74)				
	40	50	63	80	100

Сила на штоці Q для гідроциліндрів односторонньої дії визначається за наступними формулами:

для штовхаючих гідроциліндрів

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p \cdot \eta - Q_1,$$

для тягнутих гідроциліндрів

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p \cdot \eta - Q_1,$$

де D – діаметр поршня гідроциліндра, м;

d – діаметр штока, м;

p – тиск мастила на поршень, МПа;

η – ККД гідроциліндра (приймають $\eta \cong 0,85$);

Q_1 – опір стиснутої зворотної пружини у крайньому положенні поршня, Н.

Сила на штоці для гідроциліндрів двосторонньої дії:
у безштокову порожнину

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p \cdot \eta,$$

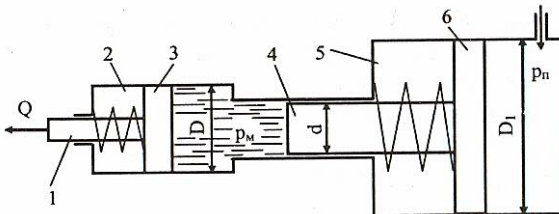
у штокову порожнину

$$Q = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p \cdot \eta.$$

Якщо сила на штоці відома то, задаючись тиском мастила у гідросистемі, визначають необхідний діаметр поршня та за відповідними стандартами вибирають необхідний гідроциліндр:

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{\pi p \eta}}.$$

Пневмогідравлічні притискачі забезпечують значні сили притиску при невеликих габаритах та швидкодію, а також рівномірність переміщення робочого органу. Вони мають переваги пневматичних та гідравлічних циліндрів. Схема пневмогідравлічного притискача показана на рис. 5.26.



1 – шток; 2 – гідроциліндр; 3 – поршень гідроциліндра; 4 – плунжер;

5 – пневмоциліндр; 6 – поршень пневмоциліндра

Рисунок 5.26 – Схема пневмогідравлічного притискача прямої дії [2]

Стиснене повітря подається у пневмоциліндр 5 і переміщує поршень 6 з плунжером 4. Плунжер створює тиск мастила в

гідроциліндрі 2, що призводить до переміщення поршня 3 зі штоком 1. У вихідне положення поршні 3 та 6 повертаються зворотними пружинами.

Пневмогідрравлічні приводи працюють від стиснутого повітря, тиском 0,4-06 МПа з цехової мережі при тиску мастила в гідрравлічній частині 6-10 МПа.

Розрахунок сили Q на штоці робочого гідроциліндра виконують, виходячи з умови рівноваги приводу:

$$p_M \cdot \frac{\pi d^2}{4} = p_B \cdot \frac{\pi D_1^2}{4};$$

звідки тиск мастила в гідроциліндрі

$$p_M = p_B \frac{D_1^2}{d^2},$$

де p_M – тиск мастила в гідроциліндрі, МПа;

p_B – тиск повітря в пневмоциліндрі, МПа;

D_1 – діаметр поршня пневмоциліндра, м;

d – діаметр плунжера, м.

Сила на штоці робочого гідроциліндра з урахуванням сил зворотних пружин:

$$Q = \frac{\pi D^2}{4} p_M \cdot \eta - P_{\text{пр}}.$$

Підставивши у цю формулу значення тиску масла p_M , остаточно одержимо:

$$Q = p_B \left(\frac{D_1^2}{d^2} \right) \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) \eta_{\Gamma} \cdot \eta_n - P_{\text{пр}},$$

де η_{Γ} – ККД гідроциліндра (зазвичай – 0,8-0,85);

η_n – ККД пневмоциліндра (зазвичай – 0,9-0,95);

$P_{\text{пр}}$ – сила опору зворотних пружин, Н.

5.6 Механічні підсилювачі для механізованих приводів притискачів

Механічні підсилювачі призначені для підвищення величини вихідної сили механізованого приводу, яка передається притискачем для притиску деталей. Механічні підсилювачі є проміжною ланкою між приводом та притискачем і використовуються тоді, коли для притиску заготовки при складанні необхідна значно більша сила, ніж вихідна сила механізованого приводу.

У зварювальному виробництві більшість складально-затискних пристроїв оснащені силовими приводами у виді пневматичних або гідравлічних циліндрів чи ін.

За принципом дії важільні механічні підсилювачі поділяють на важільні і важільно-шарнірні.

5.6.1 Важільні механізми

Важільні механізми характеризуються швидкодією і застосовуються для збільшення сил затиску, зміни напрямку їх дії та збільшення ходу. Особливо часто вони використовуються як проміжний елемент у комбінації з іншими притискачами.

Конструктивних різновидів важільних механізмів багато, але всі вони зводяться до декількох основних силових схем, наведених, наприклад, на рис. 5.27.

Для цих механізмів треба визначити вихідну силу Q , яка забезпечила б необхідну розрахункову силу притиску заготовки W . Величину сили притиску заготовки W знаходимо з умови рівноваги моментів відносно опор і з урахуванням витрат на тертя в опорі важеля (ККД механізму) $\eta = 0,85-0,95$.

Таким чином, важелі, які працюють за схемою (рис. 5.27 б і рис. 5.27 з) розвивають силу притискування приблизно у два, а важіль за схемою (рис. 5.27 в) – у чотири рази більшу, ніж важіль, що працює за схемою (рис. 5.27 а). Перша схема (рис. 5.27 а) дає найбільш компактну конструкцію. Однак, передає відношення сил у ній завжди менше від одиниці.

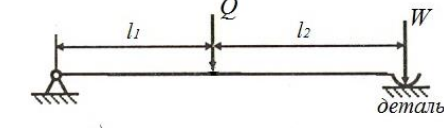
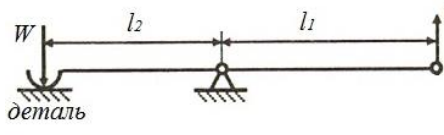
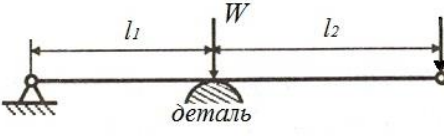
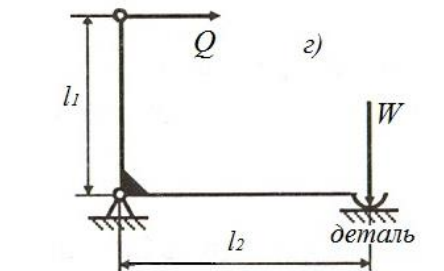
 <p>a)</p>	$W = \frac{Q \cdot l_1}{l_1 + l_2} \cdot \eta,$ <p>при $l_1 = l_2$ $W = \frac{Q}{2} \cdot \eta.$</p>
 <p>б)</p>	$W = \frac{Q \cdot l_1}{l_2} \cdot \eta,$ <p>при $l_1 = l_2$ $W = Q \cdot \eta;$</p>
 <p>в)</p>	$W = \frac{Q \cdot (l_1 + l_2)}{l_1} \cdot \eta,$ <p>при $l_1 = l_2$ $W = 2Q \cdot \eta;$</p>
 <p>г)</p>	$W = \frac{Q \cdot l_1}{l_2} \cdot \eta,$ <p>при $l_1 = l_2$ $W = Q \cdot \eta.$</p>

Рисунок 5.27 – Основні силові схеми важільних механізмів [2]

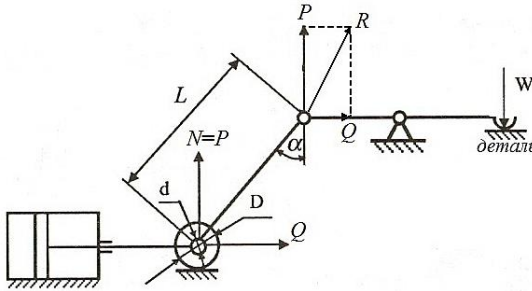
Схеми на рис. 5.27 б і рис. 5.27 г застосовуються переважно у тих випадках, коли треба змінити напрям вихідної сили.

Схема на рис. 5.27 в, не зважаючи на те, що дає найбільший виграш у силі, у конструктивному відношенні дуже громіздка, а в експлуатації незручна, оскільки вимагає великого робочого ходу силового джерела та ускладнює завантаження заготовки під важіль.

Розрахунок важільного механізму на міцність зводиться до перевірки міцності її ланцюгів (важелів), яка може бути проведена відомими методами «Опору матеріалів» та «Деталей машин» та визначення сили притискування важелем.

5.6.2 Важільно-шарнірні механізми

На відміну від важільних у важільно-шарнірних механізмах важіль має два шарніри на обох кінцях. Через один з них від приводу передається вихідна сила Q , а через другий – сила P на механізм затиску заготовки. У складально-зварювальних пристроях застосовують три типи шарнірно-важільних механізмів-підсилювачів: одноважільні (рис. 5.28), двоважільні односторонньої дії (рис. 5.29) та двоважільні двосторонньої дії (рис. 5.30).



α – кут нахилу важелів (приймається $\alpha = 5 \dots 10^\circ$);

D, d – діаметри ролика та його осі; L – відстань між отворами важеля

Рисунок 5.28 – Кінематична схема одноважільного шарнірного притискача односторонньої дії з роликовою опорою [2]

Характеристика механізму «запас ходу» S_2 – переміщення точки прикладення сили P при установці важеля довжиною L у вертикальне положення.

Для одноважільного шарнірного підсилювача з роликовою опорою (рис. 5.28)

$$P = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi_{1\text{пр}}},$$

$$S_2 = L(1 - \cos \alpha),$$

$$\beta = \operatorname{arcsin} f \frac{d}{L}$$

$$\varphi_{1\text{пр}} = \varphi_1 \frac{d}{D} = f \frac{d}{D},$$

де β – допоміжний кут до кута α , який враховує витрати на тертя в роликовій опорі;

$\varphi_{1пр}$ – приведений кут тертя кочення, який враховує витрати на тертя в роликовій опорі;

$f = 0,1 \dots 0,15$ – коефіцієнт тертя ковзання в шарнірах на осі ролика (якщо застосовуються шарикопідшипники, то $f = 0,015$).

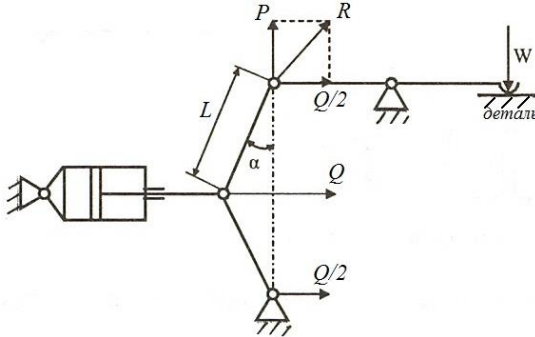


Рисунок 5.29 – Кінематична схема двоважільного шарнірного притискача односторонньої дії [2]

Для двоважільного шарнірного притискача односторонньої дії з «ламким» важелем (рис. 5.29) сила P , що створюється таким притискачем, вдвоє менша, а запас ходу вдвоє більший, ніж в притискачеві, виконаному по схемі на рис. 5.28:

$$P = \frac{Q}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)}$$

$$S_2 = 2L(1 - \cos \alpha).$$

У зв'язку з цим, такі важільно-шарнірні притискачі застосовуються в тих пристроях, у яких необхідно мати збільшений хід притискних механізмів.

Для двоважільного шарнірного притискача двосторонньої дії з «ламким» важелем (рис. 5.30) сила P така ж, як для попереднього випадку, а запас ходу вдвоє менший:

$$P = \frac{Q}{2 \operatorname{tg}(\alpha + \beta)}$$

$$S_2 = L(1 - \cos \alpha).$$

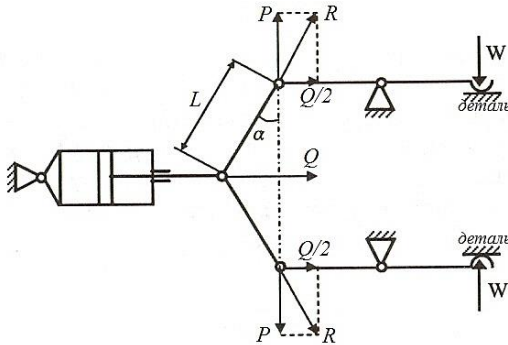
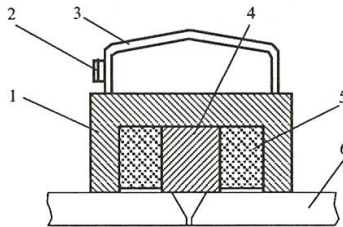


Рисунок 5.30 – Кінематична схема двоважільного шарнірного притискача двосторонньої дії [2]

5.7 Електромагнітні притискачі

Електромагнітний притискач має котушку з сердечником, розміщеними в металевому корпусі (рис. 5.31). Управління електромагнітами здійснюється включенням і вимиканням електричного струму.

Зовнішня стінка служить полюсом притиску. Котушка електромагніту утримується на стержні гайкою, зробленої з немагнітного матеріалу. Кінці котушки виведені назовні і підключені до вимикача. Живлення здійснюється від електромережі постійного струму.



1 – корпус; 2 – перемикач; 3 – скоба; 4 – сердечник; 5 – котушка; 6 – заготовка

Рисунок 5.31 – Електромагнітний притискач [2]

Використовуються, в основному, в якості переносного пристосування. Для зручності перенесення передбачена ручка (скоба).

У зварювальній техніці магнітні притискачі використовуються:

- для вирівнювання крайок (рис. 5.32 а);
- для притиснення крайок до флюсової подушки (рис. 5.32 б);
- як опори важеля, що підтикає деталь до поверхні (рис. 5.32 в, г).

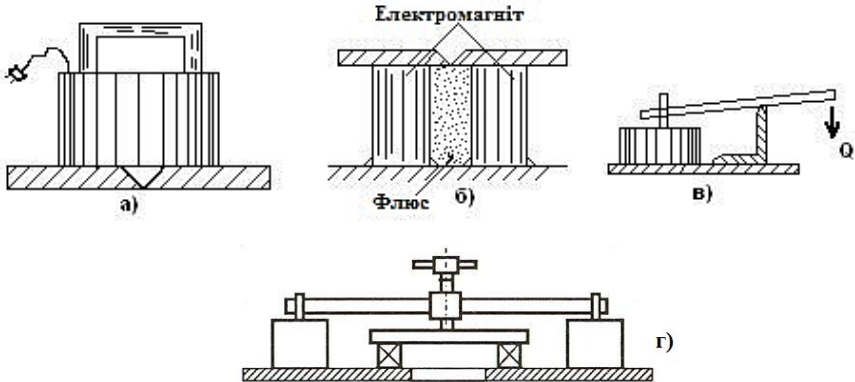
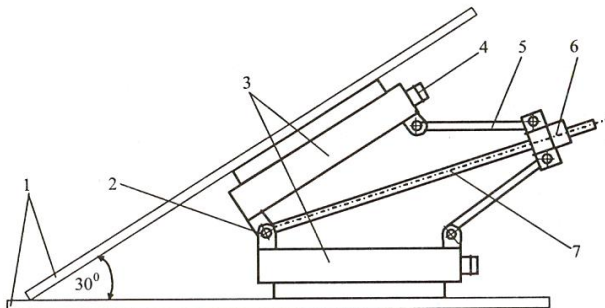


Рисунок 5.32 – Приклади застосування електромагнітних притискачів [2]

Для фіксування й утримання заготовок при виконанні кутових і таврових з'єднань використовуються універсальні електромагнітні притиски (рис. 5.33). Кут нахилу деталі в межах $30-150^\circ$.

Цей притискач складається з двох електромагнітів 3, з'єднаних шарніром 2, шарнірної системи 5, гвинта 7 і гайки 6. Шарнірна система сприяє встановленню необхідного кута між електромагнітами 3, які утримують заготовки 1. Електричний струм від випрямляча (36 В) включають перемикачем.



1 – заготовки; 2 – шарнір; 3 – електромагніти; 4 – вимикач; 5 – шарнірна система; 6 – гайка; 7 – гвинт

Рисунок 5.33 – Універсальний електромагнітний притискач [2]

Переваги електромагнітних притисків:

- швидкодія;
- універсальність в процесі експлуатації;
- відсутність рухомих деталей і комунікаційних шлангів;
- висока чистота і культура робочих місць.

недоліки:

- потреба в постійному струмі.

Метою розрахунків магнітних притисків є визначення геометричних параметрів електромагніту і обмотувальних даних котушки.

Приклад:

Магнітний притискач марки УЕМ для складально-зварювальних робіт:

Зовнішній діаметр	165 мм
Висота	170 мм
Вага	12 кг
Тягова сила	800 кг

Затиск працює від мережі постійного струму і розрахований на напругу 55 В і струм 1,5 А.

ЛІТЕРАТУРА

1. Карпенко А.С. Технологічна оснастка у зварювальному виробництві. 2-е видання, переробл. та доповн.: Навч. посібник. / А.С. Карпенко – К.: Арістей, 2006. – 272 с.
2. Березін Л.Я. Засоби технологічного оснащення зварювального виробництва. Навчальний посібник / Л.Я. Березін, М.М. Хоменко, А.С. Карпенко – Чернігів: ЧДТУ, 2003. – 142 с.