

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

С. В. ДРАГАН

**РОЗРАХУНКИ ВУЗЛІВ
І МЕХАНІЗМІВ
СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ
ОСНАСТКИ**

Навчальний посібник

Рекомендовано Вченою радою НУК



ВИДАВНИЦТВО
НАЦІОНАЛЬНОГО УНІВЕРСИТЕТУ
КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМ. АДМІРАЛА МАКАРОВА

2020

УДК 629.021:621.791(075)

Д 72

Автор С. В. Драган, канд. техн. наук, професор НУК

Рецензенти:

М. Р. Ткач, д-р техн. наук, професор;

І. І. Коваленко, д-р техн. наук, професор;

О. М. Костін, канд. техн. наук, професор НУК

*Рекомендовано Вченою радою НУК ім. адм. Макарова
(№ 01 від 31.01.2020 р.)*

Драган С. В.

Д 72 Розрахунки вузлів і механізмів складально-зварювальної оснастки :
навчальний посібник / С. В. Драган. – Миколаїв : НУК, 2020. – 108 с.

ISBN 978-966-321-375-0

Наведено приклади розрахунку та конструювання вузлів і механізмів типового обладнання, що використовується при виконанні складально-зварювальних операцій. Подано загальні методичні рекомендації щодо змісту та порядку проведення практичних занять, варіанти індивідуальних завдань та контрольні питання для самоперевірки засвоєння матеріалу. Кожна тема заняття супроводжується короткими теоретичними відомостями, у додатках подані необхідні довідкові матеріали.

Викладені у посібнику приклади розрахунків спрямовані на набуття студентами навичок самостійного розв'язання конструкторських завдань при проектуванні складально-зварювальної оснастки та можуть бути використані при дипломному проектуванні.

Призначено для студентів, що навчаються за освітньою програмою "Інжиніринг зварювання та споріднених процесів" спеціальності 131 "Прикладна механіка" галузі знань 13 "Механічна інженерія".

УДК 629.021:621.791(075)

© Драган С. В., 2020

© Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова, 2020

ISBN 978-966-321-375-0

ВСТУП

Сучасний стан зварювального виробництва характеризується постійно зростаючими вимогами до якості продукції, що випускається, при одночасному зниженні її собівартості. Забезпечити дотримання цих вимог у багатьох випадках вдається завдяки комплексній механізації та автоматизації виробництва на всіх етапах виготовлення зварного виробу і, насамперед, при виконанні основних технологічних операцій – складання і зварювання.

Для виконання складальних операцій використовують складальну або складально-зварювальну оснастку, яка забезпечує або взаємне скріплення заготовок за допомогою електроприхваток до зварювання, або утримує складений виріб під час зварювання. У першому випадку пристрої відносять до складальних, у другому – до складально-зварювальних.

Зварювальна операція може виконуватися при незмінному положенні виробу або зі зміною його у просторі при переміщенні зварювального апарата з метою забезпечення найкращих умов для зварювання. При цьому застосовують механізми і пристрої відповідно для повороту та обертання зварних виробів або обладнання і для переміщення зварювальних апаратів.

Таким чином, під складально-зварювальною оснасткою розуміють сукупність обладнань, механізмів, пристроїв та

спеціального інструменту, необхідних для здійснення запроєктованого технологічного процесу. Але слід мати на увазі, що сама оснастка не виконує ніяких технологічних операцій, а тільки сприяє їх виконанню.

Елементи складально-зварювальної оснастки – вузли та механізми, що розглядаються у даному посібнику, – забезпечують фіксацію та закріплення заготовок зварюваного виробу при складанні, поворот або обертання його при зварюванні та переміщення зварювальних апаратів з маршовою або робочою швидкостями.

Наведені розрахункові методики систематизовані за типами пристроїв та об'єднані за темами практичних занять відповідно до робочої програми навчальної дисципліни "Складально-зварювальне оснащення".

Автор висловлює подяку рецензентам – доктору технічних наук, професору М.Р. Ткачу, доктору технічних наук, професору І.І. Коваленку та кандидату технічних наук, професору НУК О.М. Костіну – за цінні поради та рекомендації, що дозволили поліпшити якість посібника.

Практичне заняття № 1

Тема. Розробка принципової схеми складально-зварювального пристрою

Мета: ознайомитися з правилами базування деталей і виробів у складально-зварювальних пристроях; набути навичок розробки принципової схеми пристрою для складання під зварювання заданого виробу.

1.1. Короткі теоретичні відомості

Розміщення деталей, які складаються (та зварюються) в пристроях, здійснюється за правилами базування.

Базування – визначення необхідного взаємного положення деталей у виробі або самого виробу відносно пристрою, робочого інструменту чи технологічного зварювального устаткування. Інакше кажучи, базування – це надання заготовці або виробу необхідного положення відносно вибраної системи координат. Положення будь-якого твердого тіла в просторі у прямокутній (декартовій) системі координат визначається шістьма ступенями свободи – переміщенням уздовж взаємно перпендикулярних осей та обертанням навколо них. Позбавлення тіла усіх цих ступенів свободи здійснюється шляхом накладання шести двосторонніх геометричних зв'язків між відповідними поверхнями (базами)

складального пристрою та виробу. Цей спосіб називається *базуванням за правилом шести опорних точок*, а базою є поверхня (або сукупність поверхонь), вісь, точка (або сукупність осей, точок), що належать деталі або виробу і використовуються при базуванні.

Залежно від кількості опорних точок, що розташовуються на базі, тверде тіло позбавляється певних ступенів свободи. Наприклад, при базуванні призматичної деталі (рис. 1.1, *а*) три координатні точки, що визначають положення деталі щодо площини XOY (установна база *A*), позбавляють тіло трьох ступенів свободи – можливості переміщатися уздовж осі OZ і обертатися навколо осей OY і OX .

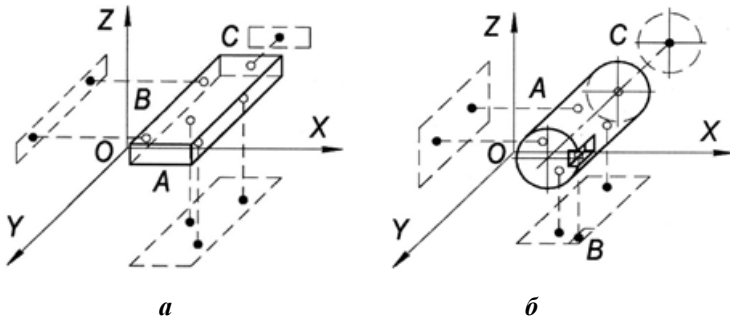


Рис. 1.1. Базування призматичної (*а*) і циліндричної (*б*) деталей

Дві координатні точки, що визначають положення деталі відносно площини ZOY (напрямна база *B*), позбавляють її двох ступенів свободи – можливості переміщатися в напрямку осі OX і обертатися навколо осі OZ .

Шоста координата, що визначає положення деталі щодо площини XOZ (упорна база *C*), позбавляє тіло останнього ступеня свободи – можливості переміщатися в напрямку осі OY .

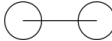
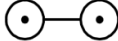
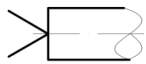
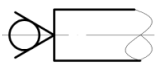
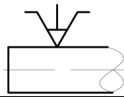
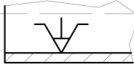
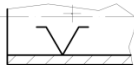
Для базування довгого циліндричного тіла (довжина перевищує діаметр удвічі чи більше) необхідно з'єднати його циліндричну поверхню двома двосторонніми зв'язками з площинами XOY і YOZ (див. рис. 1.1, *б*), позбавляючи таким чином тіло чотирьох ступенів свободи. Для усунення можливості переміщення тіла вздовж осі OY (п'ятий ступінь свободи) слід з'єднати торець циліндра з площиною XOZ , а для позбавлення останнього ступеня свободи – передбачити шостий двосторонній зв'язок у вигляді опорної точки, що розташовується на поверхні, наприклад, прямокутної канавки. У розглянутому випадку циліндрична поверхня A з чотирма опорними точками називається подвійною прямою базою, торцева поверхня C з п'ятою опорною точкою – опорною базою, а поверхня канавки B з шостою опорною точкою – другою опорною базою.

Технологічним базам заготовки або виробу відповідають установні поверхні складального пристрою. При базуванні здійснюється розміщення деталі в пристрої таким чином, щоб технологічні бази деталі спиралися на установні поверхні пристрою. У ролі головної (установної) бази бажано вибирати поверхню, що має найбільші габарити, в ролі напрямної – поверхню найбільшої протяжності.

Указані принципи базування стосуються абсолютно жорсткого виробу. Але більшість крупних зварних виробів не є абсолютно жорсткими, тому для їх фіксації часто виникає потреба в установленні додаткових опор, які не входять у систему шести точок.

Схема розташування опорних точок на базах заготовки називається *схемою базування*. Усі опорні точки на схемі базування згідно з ГОСТ 3.1107-81/Пер. 1:2012 позначають умовними знаками (табл. 1.1).

**Таблиця 1.1. Умовні позначення опор та притискачів
(вигляд із ГОСТ 3.1107-81/Пер. 1.:2012)**

Найменування	Вигляд спереду	Вигляд зверху	Вигляд знизу
Опора нерухома			
Опора рухома			
Опора плаваюча			
Опора регульована			
Притискач одинарний			
Притискач подвійний			
Центр рухомий		—	—
Центр обертів		—	—
Патрон кулачковий		—	—
Оправка розтискна		—	—
Оправка циліндрична		—	—

Виходячи зі схеми базування, розробляється принципова схема складально-зварювального пристрою, яка оформляється у вигляді простого креслення, що виражає основну ідею пристрою. На схему наносять умовними позначками,

крім місць фіксування та закріплення всіх деталей зварного виробу, також місця встановлення пристроїв для повороту, обертання, підймання та зняття виробу й інших необхідних функціональних механізмів. На схемі обов'язково вказують ті розміри, яких конструктор повинен дотримуватися при проектуванні пристрою з особливою точністю, а також часто – величини сил притискання.

Розробляючи принципову схему складально-зварювального пристрою, слід дотримуватися наступних загальних вимог:

- розміщення опор не повинно викликати защемлення в пристрої складеного або вже звареного виробу;
- опори не повинні викликати зсув виробу в бік установних елементів та мають забезпечувати вільне знімання виробу з пристрою після складання або зварювання;
- установлені в пристрої деталі та вузли повинні зберігати своє положення в процесі складання та зварювання;
- притискні елементи мають бути розташовані навпроти опор або поблизу них. Напрямок дії сил притискання слід вибирати таким, щоб уникати зміщення заготовок у процесі закріплення;
- в одному складальному пристрої повинно бути застосовано не більше двох типів притискачів.

Розглянемо приклад розробки схеми складального кондуктора для виготовлення площинної рами з габаритами $1200 \times 800 \times 80$ мм, яка складається з двох поздовжніх I, трьох поперечних II та однієї шкворневої балки III (рис. 1.2). Усі балки мають поперечний переріз у формі швелера. Технічними вимогами до виробу передбачається забезпечення точного розташування отвору всередині рами після зварювання, що накладає додаткові умови на вибір схеми закріплення деталей при складанні.

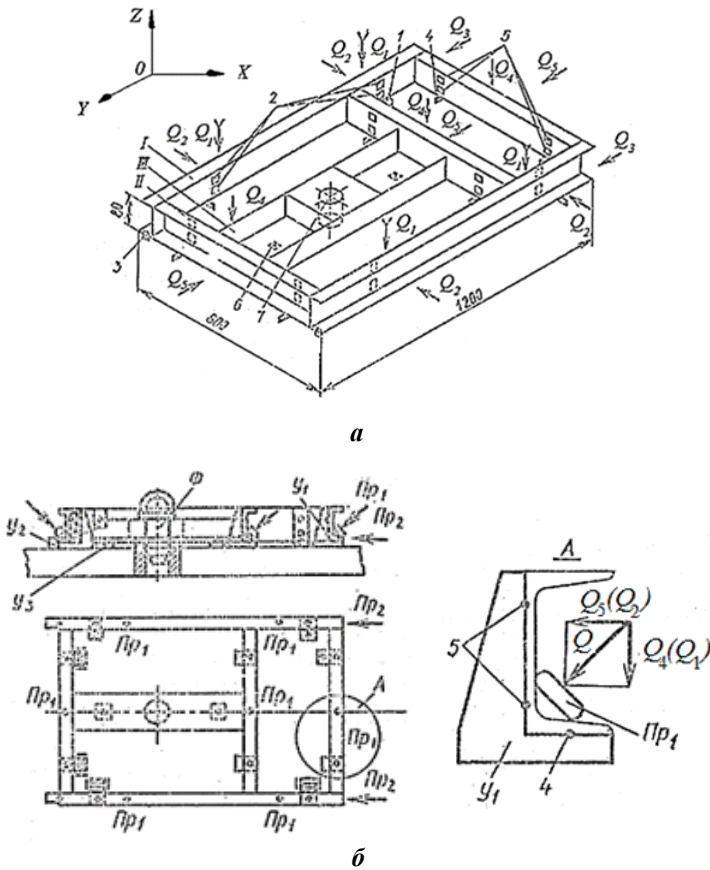


Рис. 1.2. Схеми базування та закріплення деталей при складанні площинної рами:

a – базування деталей;
б – розміщення установних та затискних елементів

Насамперед виберемо схему базування деталей та визначимо опорні точки відповідно до правила шести точок.

Для кожної деталі I – по дві точки 1 на горизонтальній площині XOY , чотири точки 2 на вертикальній площині ZOY

та одну точку 3 на торцевій площині XOZ (див. рис. 1.2,*а*). Деталь II базується за двома точками 4 на площині XOY та чотирма точками 5 на площині ZOY . Деталь III базуємо за отвором 7 та двома точками 6. Поворот цієї деталі у горизонтальній площині (навколо осі отвору) обмежується деталями II.

Вибір чотирьох точок 2 і 5 для кожної деталі I і II замість трьох та двох точок 6 для деталі III замість одної обумовлений, як було вказано вище, недостатньою жорсткістю деталей.

Далі, виходячи з наступних міркувань, вибираємо схему закріплення деталей. Деталі I необхідно притиснути у трьох взаємно перпендикулярних напрямках до точок 1, 2, 3. Ураховуючи довжину деталі, притискання кожної деталі здійснюємо двома зусиллями Q_1 до точок 1, двома зусиллями Q_2 до точок 2 і зусиллям Q_3 до точки 3. Кожну деталь II притискаємо зусиллями Q_4 та Q_5 відповідно до точок 4 і 5 (рис. 1.2,*б*). Точки прикладання притискних зусиль розміщуємо між опорними точками для запобігання зсуву деталей при складанні. Деталь III не закріплюємо, тому що за технічними вимогами до виробу необхідно точно витримати положення отвору тільки в плані, що забезпечується штирем, який встановлюється в отвір 7.

Як установні елементи складального кондуктора вибираємо найпростіші постійні упори. Конструкція деталей I і II дозволяє застосовувати кутові упори $У_1$, кожен з яких забезпечує фіксацію деталі трьома точками: одною точкою 1 та двома точками 2 для деталі I і одною точкою 4 та двома точками 5 для деталі II. Для кожної деталі потрібно по два упори $У_1$. Щоб легше знімати зварений виріб, вертикальні частини упорів $У_1$ для одного поздовжнього та одного поперечного швелерів мають бути відкидними.

Як торцеві упори (точки 3) застосуємо платики $У_2$. Для деталі III виберемо платики $У_3$ (точки 6) та знімний фіксатор Φ для полегшення знімання виробу після складання. Таким чином, усього для фіксування вузла знадобиться десять упорів $У_1$, два упори $У_2$, два упори $У_3$ і один фіксатор Φ .

Наступним кроком розробки схеми складального кондуктора є вибір затискних елементів. Для деталей I і II застосуємо кутові притискачі $ПР_1$, конструкція яких дозволяє притиснути деталь одночасно у двох взаємно перпендикулярних напрямках (до точок 1 і 2 деталь I та до точок 4 і 5 деталь II). При застосуванні такого притискача зусилля Q_1 та Q_2 (так само, як і Q_3 та Q_4) замінюються рівнодіючим зусиллям Q (див. рис. 1.2, б). У результаті цього зменшується кількість притискачів, спрощується конструкція складального пристрою та полегшується доступ до виробу. Приводами притискачів $ПР_1$ можуть бути як гвинтові механізми, так і швидкодіючі механізовані приводи, наприклад пневмоциліндри. Такі ж самі приводи доцільно застосовувати як прямодіючі торцеві притискачі $ПР_2$. Таким чином, усього знадобиться сім кутових та два прямодіючих притискачі. При цьому силові характеристики притискачів визначаються відповідними розрахунками.

Усі упори та притискачі мають бути змонтовані на опорній металоконструкції складального пристрою.

1.2. Порядок проведення заняття

1. Ознайомитися з правилами базування деталей і виробів у складально-зварювальному пристрої та вимогами, що висуваються до його принципової схеми.

2. Отримати у викладача варіант індивідуального завдання на розробку принципової схеми пристрою для складання-

зварювання конкретного виробу (дод. А, табл. А1). Креслення виробу видає викладач.

3. Вивчити конструкцію виробу, визначити та описати складові деталі.

4. Розробити принципову схему пристрою для складання цього виробу, виконавши наступні дії:

- накреслити 3D-ескіз виробу;
- вибрати головну базову поверхню виробу;
- призначити додаткові бази – напрямні та упорні поверхні;
- вибрати та показати умовними позначками місця розташування упорів і фіксаторів та місця прикладання складальних зусиль, зважаючи на те, що в одному пристрої кількість типів притискачів не повинна перевищувати двох.

Питання для самоперевірки

1. Що розуміють під терміном "базування деталей"?
2. Як називаються координатні площини, що використовуються при базуванні призматичних деталей; довгих циліндричних деталей?
3. Що таке установна база?
4. У чому полягає правило шести точок?
5. Які позначки використовують для умовного позначення упорів та притискачів на принциповій схемі складально-зварювального пристрою?

Практичне заняття № 2

Тема. Розрахунок зусиль, що діють у стендах для виготовлення листових конструкцій

Мета: набути навичок розрахунку та аналізу зусиль, що діють у складально-зварювальних стендах при виготовленні листових полотнищ.

2.1. Короткі теоретичні відомості

Розрахунок зусиль проводиться на стадії проектування складально-зварювальних пристроїв і передбачає розв'язання двох типів задач: 1) визначення необхідних сил притискання деталей для запобігання зварювальних деформацій вузла або їх компенсації; 2) розрахунок конструкції складально-зварювального пристрою на міцність та жорсткість під дією сил притискання зварюваних деталей.

Для листових полотнищ та оболонок основними розрахунковими видами зварювальних деформацій є: місцеві випуклини в результаті втрати стійкості плоскої форми рівноваги тонких зварюваних листів під дією напружень стискання; так звані "будиночки", що виникають при нерівномірному нагріванні, охолодженні та усадці стикових швів листів підвищеної товщини. При цьому умовна границя прояву першого

або другого виду зварювальних деформацій відповідає товщині металу 5 мм.

При визначенні зусиль, необхідних для усунення випуклин на полотні, розрахункова схема є круглою в плані пластиною радіусом r і товщиною δ із жорстко закріпленим контуром, зігнутою рівномірно розподіленим навантаженням q (рис. 2.1, *a*).

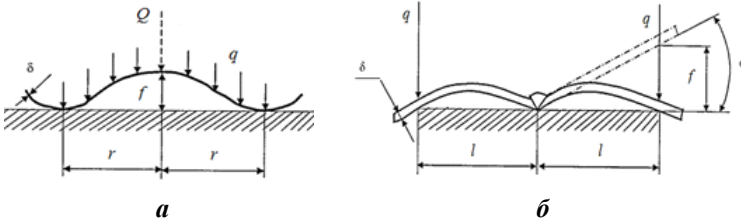


Рис. 2.1. Розрахункові схеми для визначення зусиль, діючих у стендах для виготовлення листових конструкцій, залежно від виду утворюваних зварювальних деформацій:
a – випуклина; *б* – "будиночок"

Результуюче згинальне зусилля (H), діюче на пластину,

$$Q = q\pi r^2 = 18fE\delta^3, \quad (2.1)$$

де f – стрілка прогину в центрі пластини, м; E – модуль пружності матеріалу пластини (наприклад, для сталі $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па, для алюмінієвих сплавів $E = 0,7 \cdot 10^{11}$ Па).

Найбільші напруження в центрі пластини при $\mu = 0,3$ (μ – коефіцієнт Пуассона)

$$\sigma = \frac{0,15Q}{\delta^2}. \quad (2.2)$$

Якщо напруження σ перевищують межу текучості сталі σ_T (або $\sigma_{0,2}$ для сплавів, що не мають на діаграмі розтягу

площини текучості), то зусилля Q потрібно обмежити величиною

$$[Q] = \frac{\sigma_T \delta^2}{0,15}. \quad (2.3)$$

Таке обмеження сили на притискачах забезпечить відсутність тріщин у зварних швах або в зоні термічного впливу при затисканні листів під час зварювання.

Розрахункове зусилля на одиницю довжини кожної кромки зварюваних листів – погонне зусилля притискання q , Н/м – визначається за формулою

$$q = 4,5 f E \left(\frac{\delta}{r} \right)^3, \quad (2.4)$$

а допустиме погонне зусилля

$$[q] = \frac{\sigma_T \delta^2}{0,6r}. \quad (2.5)$$

При зварюванні листів підвищеної товщини (більше 5 мм) розподіл теплоти по товщині призводить до утворення кутових деформацій і спотворення поверхні полотнища у вигляді "будиночка". Стрілка прогину листа внаслідок кутової деформації β на відстані l від осі шва (див. рис. 2.1, б) визначається за формулою

$$f = l \operatorname{tg} \beta. \quad (2.6)$$

Для усунення "будиночка" листи полотнища слід притиснути до поверхні складального стенда вздовж зварного шва погонним зусиллям величиною

$$q = \frac{E}{4} \left(\frac{\delta}{l} \right)^3 (f - \Delta), \quad (2.7)$$

де Δ – залишковий зазор під силою q (неприлягання листа до стенда).

Якщо величина сили притискання q має бути обмежена допустимим значенням, погонне навантаження (Н/м) на кромку становить

$$[q] = \frac{\sigma_T \delta^2}{6l}. \quad (2.8)$$

Це значення обумовлене виникненням у шві напружень розтягу, більших за межу текучості металу, з небезпекою утворення тріщин при достатньо жорсткому закріпленні зварюваних кромок.

2.2. Порядок проведення заняття

1. Вивчити загальні положення методики розрахунку зусиль, що діють у стендах для виготовлення листових конструкцій, з урахуванням можливих зварювальних деформацій.

2. Отримати у викладача індивідуальне завдання з вихідними даними (див. дод. А, табл. А2).

3. Виконати наступні розрахунки відповідно до заданої розрахункової схеми.

Для 1–8 варіантів завдання:

– розрахувати за формулою (2.1) величину результуючого зусилля;

– розрахувати найбільше напруження σ в центрі пластини за формулою (2.2). Порівняти отримане значення з межею текучості металу σ_T ($\sigma_{0,2}$). Значення σ_T взяти з дод. Б;

– якщо $\sigma > \sigma_T$, то необхідне зусилля притискачів обмежити величиною $[Q]$, розрахованою за формулою (2.3);

- розрахувати за формулою (2.4) величину погонного зусилля притискання кромки;
- порівняти розраховане значення зусилля з допустимим $[q]$, розрахувавши останнє за формулою (2.5);
- за результатами розрахунків зробити висновки щодо вибору ефективної схеми навантаження полотна для усунення випуклини.

Для 9–16 варіантів завдання:

- розрахувати за формулою (2.6) стрілку прогину листа при зварюванні у вільному стані;
- розрахувати за формулою (2.7) необхідне погонне зусилля q притискання за умови відсутності зазору між листом та поверхнею стенда ($\Delta = 0$);
- розрахувати допустиме значення $[q]$ погонного зусилля притискання за формулою (2.8);
- порівняти значення $[q]$ з величиною q , знайденою за формулою (2.7);
- якщо $[q] < q$, то розрахувати величину Δ неприлягання листа до поверхні стенда, використовуючи формулу (2.7) і прийнявши $q = [q]$;
- проаналізувати вплив неприлягання листа на якість формування зварного шва.

Питання для самоперевірки

1. Які види зварювальних деформацій є характерними для полотнищ із листів малої та середньої товщини?
2. Як можна розрахувати необхідні зусилля притискання кромки листів до поверхні складально-зварювального стенда для запобігання утворення випуклин при зварюванні стикових швів?
3. Як можна розрахувати необхідні зусилля притискання кромки листів до поверхні складально-зварювального стен-

да для запобігання утворення "будиночків" при зварюванні стикових швів?

4. З якою метою використовується межа текучості металу листів полотнищ у розрахунках зусиль, діючих у складальних пристроях?

Практичне заняття № 3

Тема. Розрахунок зусиль, що діють у кондукторах для виготовлення таврових балок

Мета: набути навичок розрахунку та аналізу зусиль, що діють у складально-зварювальних кондукторах при виготовленні балок таврового перерізу.

3.1. Короткі теоретичні відомості

При виконанні поясних швів таврових балок у вільному стані характерними видами залишкових зварювальних деформацій є поздовжній осьовий прогин і поперечний прогин (грибоподібність полиці).

Для компенсації залишкових деформацій при виготовленні балок використовують складально-зварювальні кондуктори, які оснащені пристроями для закріплення балки в процесі зварювання, або такі, що здійснюють попередній пружний вигин усієї балки чи її полиці. У більшості кондукторів реалізується спосіб навантаження балки зусиллями, утримуючими її від деформування під час зварювання та в процесі охолодження.

Для компенсації поздовжнього прогину можливе використання трьох схем навантаження балки зусиллями (рис. 3.1): рів-

номірно розподіленими силами (див. рис. 3.1,*а*), однією зосередженою силою посередині довжини балки (див. рис. 3.1,*б*) та двома силами, які прикладені до балки на однакових відстанях від країв (див. рис. 3.1,*в*). Схема рівномірного навантаження є найбільш поширеною при застосуванні механізованих притискних пристроїв, які використовують при виготовленні довгих балок. Для порівняно коротких балок часто використовують схеми навантаження зосередженими силами.

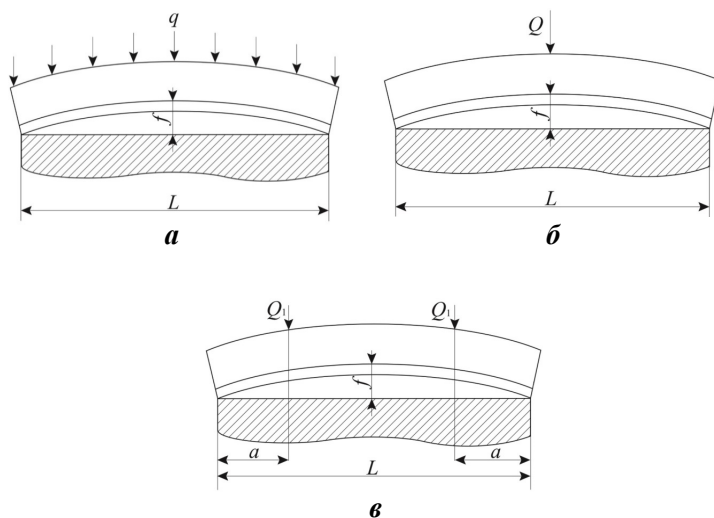


Рис. 3.1. Схеми навантаження балки для компенсації поздовжнього прогину

Прогин двоопорної балки посередині прогону від рівномірно розподіленого навантаження q , Н/м (див. рис. 3.1,*а*)

$$f = \frac{5}{384} \cdot \frac{qL^4}{EI_x}, \quad (3.1)$$

де I_x – момент інерції поперечного перерізу балки відносно осі, що проходить через центр ваги, m^4 (рис. 3.2, *a*).

Звідси погонне зусилля навантаження балки для компенсації поздовжнього прогину становить

$$q = \frac{384}{5} \cdot \frac{fEI_x}{L^4}. \quad (3.2)$$

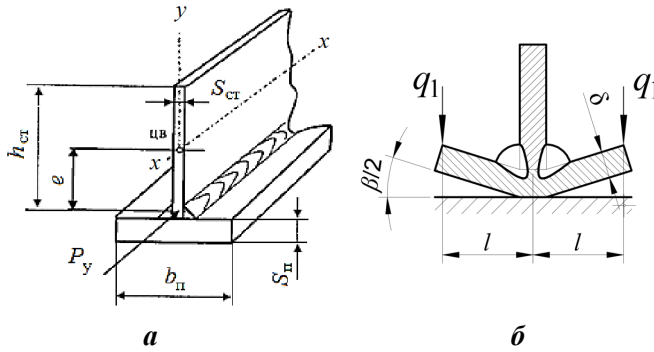


Рис. 3.2. Взаємне положення центра ваги (ЦВ) перерізу зварного тавра та лінії дії усадкової сили P_y поясного шва (*a*) і схема навантаження полиці балки для компенсації грибоподібності (*б*)

Величину моменту інерції I_x зручно розраховувати за допомогою табл. 3.1.

Таблиця 3.1. Геометричні характеристики поперечного перерізу таврової балки

Елемент балки	Розміри, м	Площа F , м ²	Координати центру ваги у, м	Статичний момент площі Fy , м ³	Момент інерції, м ⁴	
					переносний Fy^2	власний
Стінка	$s_{\text{ст}} \times h_{\text{ст}}$	$s_{\text{ст}} h_{\text{ст}}$	$\frac{s_{\text{п}} + h_{\text{ст}}}{2}$	$s_{\text{ст}} h_{\text{ст}} \left(\frac{s_{\text{п}} + h_{\text{ст}}}{2} \right)$	$s_{\text{ст}} h_{\text{ст}} \left(\frac{s_{\text{п}} + h_{\text{ст}}}{2} \right)^2$	$\frac{s_{\text{ст}}^3 h_{\text{ст}}}{12}$
Поліція	$s_{\text{п}} \times b_{\text{п}}$	$s_{\text{п}} b_{\text{п}}$	0	0	0	$\frac{b_{\text{п}}^3 s_{\text{п}}}{12}$
Сума	—	A	—	B	C	

Координата центру ваги перерізу балки

$$y_0 = \frac{B}{A};$$

момент інерції

$$I_x = C - y_0^2 A.$$

Якщо величина прогину балки f невідома, то зусилля q може бути розраховане з використанням так званої усадкової сили. Величину усадкової сили P_y , Н, з достатньою для практичних розрахунків точністю, можна визначити за емпіричною формулою, запозиченою із теорії зварювальних деформацій та напружень:

$$P_y = 1,7mDk^2, \quad (3.3)$$

де $m = 1$ – при зварюванні втавр одним швом; $m = 1,15$ – при послідовному двобічному зварюванні; D – коефіцієнт способу зварювання (при автоматичному зварюванні $D = 3 \cdot 10^9$, при ручному та механізованому зварюванні $D = 4 \cdot 10^9$); k – катет кутового шва, м.

Тоді

$$q = 9,6 \frac{P_y e}{L^2}, \quad (3.4)$$

де $e = y_o - \frac{s_{\pi}}{2}$ – відстань між центрами ваги поперечного перерізу балки та поясного шва (див. рис. 3.2, **a**).

Якщо в складальному пристрої зусилля до балки прикладається за схемою, що наведена на рис. 3.1, **б**, то

$$Q = 48 \frac{fEI_x}{L^3}, \text{ Н} \quad (3.5)$$

або

$$Q = 6 \frac{P_y e}{L}, \text{ Н.} \quad (3.6)$$

При виготовленні в кондукторах коротких балок величину зусилля, яке мають забезпечити притискні пристрої (див. рис. 3.1, **б**), можна розрахувати за наступними формулами:

$$Q_1 = 24 \frac{fEI_x}{a(3L^2 - 4a^2)}, \text{ Н} \quad (3.7)$$

або

$$Q_1 = 3 \frac{P_y e L^2}{a(3L^2 - 4a^2)}, \text{ Н.} \quad (3.8)$$

Компенсація деформації грибоподібності полиці таврової балки досягається притисканням полиці до опорної поверхні складально-зварювального кондуктора рівномірним погонним зусиллям (див. рис. 3.2, **б**). Оскільки причиною утворення грибоподібності полиці є кутова деформація поясного шва, то розрахунок притискного зусилля подібний до розрахунку притискання листів полотнища товщиною $\delta > 5$ мм для усунення прогину f погонним зусиллям, прикладеним на відстані l від осі шва (див. формулу (2.6)). Шукане погонне зусилля притискання полиці q , Н/м

$$q_1 = \frac{s_{\pi}^3 \operatorname{tg} \beta E}{4l^2}, \quad (3.9)$$

де β – кутова деформація, яка визначається за залежностями теорії зварювальних деформацій або експериментально.

Розраховане таким чином зусилля не повинне перевищувати допустимого значення (див. формулу (2.8)), а відповідні

напруження від згинання не повинні перевищувати межу текучості металу σ_T ($\sigma_{0,2}$). Разом з тим, існує певне критичне значення кутової деформації, при якому згинальні напруження в шві при зварюванні в умовах жорсткого закріплення елементів балки досягають величини $\sigma = \sigma_T$.

Значення критичної кутової деформації

$$\operatorname{tg} \beta_{\text{кр}} = \frac{4[q_1]^2}{E S_{\Pi}^3}, \quad (3.10)$$

де $[q_1]$ розраховується за формулою (2.8).

3.2. Порядок проведення заняття

1. Вивчити загальні положення методики розрахунку зусиль, що діють у кондукторах для виготовлення таврових балок, з урахуванням можливих зварювальних деформацій.

2. Отримати у викладача індивідуальне завдання з вихідними даними (див. дод. А, табл. А3).

3. Для 1–12 варіантів завдання:

– розрахувати геометричні характеристики перерізу балки для заданого варіанта завдання;

– розрахувати величину усадкової сили для відповідного типу шва та способу зварювання (формула (3.3));

– розрахувати ексцентриситет e лінії дії усадкової сили;

– використовуючи знайдене значення усадкової сили, розрахувати за відповідною формулою ((3.4), (3.6) або (3.8)) необхідне зусилля в складальному кондукторі для запобігання поздовжнього прогину балки;

– розрахувати, перетворивши відповідну формулу (див. формули (3.2), (3.5) або (3.7)), найбільшу стрілку прогину балки, яку можна компенсувати при розрахованій величині складального зусилля.

4. Для 13–16 варіантів завдання:

– розрахувати за формулою (2.7) необхідне погонне зусилля притискання для запобігання деформації грибоподібності полиці балки, прийнявши плече сили $l = \frac{b_n}{2}$, а зазор під силою $\Delta = 0$;

– розрахувати за формулою (2.8) допустиму величину погонного зусилля (значення межі текучості матеріалу взяти з дод. Б). Порівняти допустиме зусилля з необхідним, вибрати розрахункове погонне зусилля притискання;

– розрахувати величину критичної кутової деформації поясного шва (формула (3.10)). Проаналізувати вплив жорсткості полиці балки на значення критичної кутової деформації;

– знайти за формулою (3.9) найменше плече прикладання притискного зусилля, розрахованого за формулою (2.7), за умови, що $\beta = \beta_{кр}$. Порівняти знайдену величину плеча з шириною полиці балки, зробити висновок щодо можливості реалізації схеми навантаження;

– розрахувати повне навантаження на полицю балки з урахуванням типу поясного шва.

Питання для самоперевірки

1. З якою метою розраховують сили, діючі в складально-зварювальних кондукторах при виготовленні балок таврового перерізу?

2. Які схеми навантаження використовують у складальних кондукторах для компенсації поздовжнього прогину балки від зварювання?

3. Що розуміють під критичною кутовою деформацією поясного шва балки?

4. Як розрахувати повне навантаження на балку при закріпленні її в складально-зварювальному кондукторі?

Практичне заняття № 4

Тема. Розрахунок зусиль, що діють у пристроях для складання кілець та оболонок

Мета: набути навичок розрахунку та аналізу зусиль, необхідних для усунення відхилень геометрії обичайок та кілець при складанні під зварювання оболонкових конструкцій.

4.1. Короткі теоретичні відомості

При складанні під зварювання циліндричних оболонкових конструкцій зустрічаються чотири типи задач, пов'язаних із необхідністю визначення зусиль, необхідних для деформування оболонки або підкріплюючих ребер жорсткості:

1) зусилля, що прикладають до торців кільцевого ребра жорсткості або до поздовжніх кромek обичайки з метою усунення надмірно великого зазору Δ , який є результатом недовсконалого вальцювання заготовки (див. рис. 4.1,*а*);

2) зусилля, необхідні для зміщення поздовжніх кромek Δ_1 по діаметру обичайки для їх вирівнювання перед зварюванням (див. рис. 4.1,*б*);

3) зусилля для притискання оболонки до кільцевого ребра жорсткості шляхом усунення зазору Δ_2 (див. рис. 4.1,*в*);

4) зусилля, які усувають зміщення (перекіс) торців обичайки, що утворилося внаслідок порушення технології вальцювання (див. рис. 4.1,з).

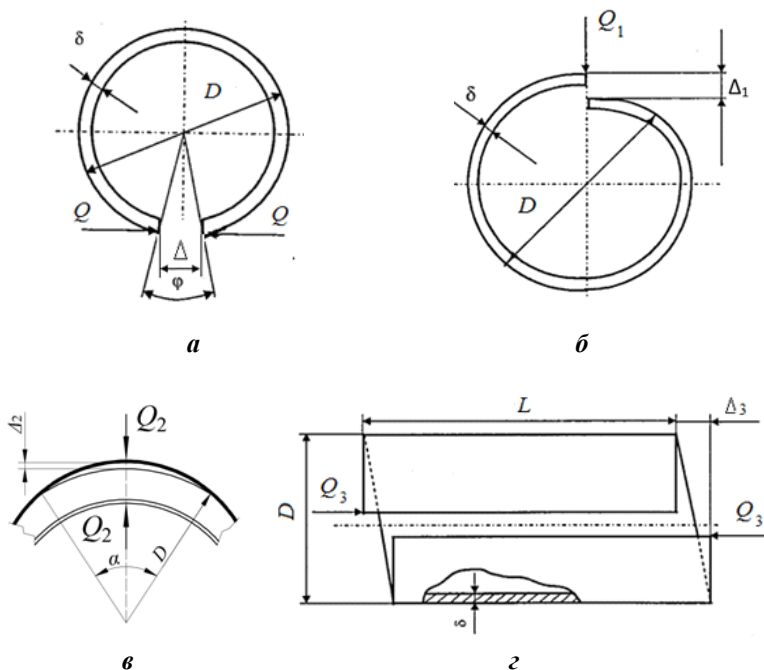


Рис. 4.1. Розрахункові схеми для визначення зусиль, необхідних для компенсації відхилень геометрії оболонок від правильної циліндричної форми

Силу, необхідну для стягування кромки обичайки або кільцевого ребра жорсткості (див. рис. 4.1,а), можна наближено розрахувати за формулою

$$Q = \frac{2\phi EI}{\pi D^2}, \text{ Н}, \quad (4.1)$$

де E – модуль пружності матеріалу, Па; I – момент інерції поперечного перерізу листа, з якого виготовлена обичайка, або поперечного перерізу ребра жорсткості, м^4 (для обичайки

$I = \frac{L\delta^3}{12}$. Тут L і δ – довжина та товщина обичайки відповідно, м); $\varphi = 2\arctg(\Delta/D)$ – кут повороту (недовальцювання обичайки або ребра жорсткості), рад; D – діаметр обичайки (кільцевого ребра жорсткості), м.

Слід зазначити, що формула (4.1) справедлива для кілець і обичайок різних діаметрів з товщиною стінки не більше 20 мм та кутом недовальцювання $\varphi \leq 10^\circ (\leq 0,174 \text{ рад})$.

Вирівнювання кромок (усунення діаметрального зміщення) перед зварюванням поздовжніх швів циліндричних оболонок досягається прикладанням сили стягування в радіальному напрямку (див. рис. 4.1,б). Для виконання цієї роботи необхідне загальне зусилля Q_1 може бути розраховане з достатньою для практики точністю за наступною формулою:

$$Q_1 = \frac{\Delta_1 L E \delta^3}{1,5\pi D^3}, \text{ Н}, \quad (4.2)$$

де Δ_1 – зміщення кромок, м; L і D – довжина і діаметр обичайки відповідно, м; E – модуль пружності матеріалу, Па; δ – товщина листа обичайки, м.

Для підтискання оболонки до ребра жорсткості (див. рис. 4.1,в) необхідне осьове зусилля визначається

$$Q_2 = \frac{48\Delta_2 E}{\left(\frac{D\alpha}{4}\right)^3 \left(\frac{1}{I_p} + \frac{1}{I_o}\right)}, \text{ Н}, \quad (4.3)$$

де Δ_2 – зазор (неприлягання) між оболонкою та ребром жорсткості, см; E – модуль пружності матеріалу, ГПа (для сталі $E = 2 \cdot 10^9$ Н/см², для алюмінієвих сплавів $E = 0,7 \cdot 10^9$ Н/см²); D – діаметр обичайки, см; α – центральний кут, у межах якого існує неприлягання оболонки до ребра, град; I_p та I_o – власні моменти інерції площ поперечних перерізів ребра (дод. В) та

приєднаного пояска* обичайки відповідно, см⁴; $I_o = \frac{b\delta^3}{12}$.

Формулою (4.3) можна користуватися, якщо $\alpha \geq 20^\circ$.

Для вирівнювання торців обичайки складальні зусилля слід прикласти вздовж осі обичайки (див. рис. 4.1,2). Величину цих зусиль розраховують за формулою

$$Q_3 = \frac{\Delta_3 E_0}{0,9\pi(L^2 + \delta^2)} \left(\frac{L\delta}{D} \right)^3, \quad (4.4)$$

де Δ_3 – величина зміщення торців, м; L , D і δ – довжина, діаметр і товщина обичайки відповідно, м; E_0 – модуль пружності матеріалу обичайки при зсуві (для сталі $E_0 = 0,8 \cdot 10^{11}$ Па, для алюмінієвих сплавів $E_0 \approx 0,3 \cdot 10^{11}$ Па).

4.2. Порядок проведення заняття

1. Ознайомитися з основними формулами розрахунку та аналізу зусиль, необхідних для усунення відхилень геометрії при складанні під зварювання обичайок та кілець.

*Приєднаний поясок – частина обичайки, яка разом із підкріплюючим ребром жорсткості бере участь у роботі оболонки на згинання. Ширина приєднаного пояска b вибирається найменшою з двох значень: $b = l$ або $b = 50\delta$ (l – крок встановлення ребер; δ – товщина листа обичайки).

2. Отримати у викладача індивідуальне завдання з вихідними даними (див. дод. А, табл. А4).

3. Для 1–4 варіантів завдання:

- розрахувати величину кута φ повороту (недовальцювання обичайки або ребра жорсткості). Порівняти отримане значення кута з максимально допустимим за умовами технології зварювання $[\varphi] = 10^\circ$. Якщо $\varphi > [\varphi]$, розраховане значення φ прийняти рівним $[\varphi]$;

- розрахувати (у разі необхідності) момент інерції поперечного перерізу листа I , з якого виготовлена обичайка;

- розрахувати величину складального зусилля Q за формулою (4.1);

- якщо розрахунок Q виконано для $\varphi = [\varphi]$, то визначити залишковий зазор між торцями оболонки (або кільця) і зробити висновок про можливість виконання зварювання за таким зазором.

4. Для 5–8 варіантів завдання:

- розрахувати повне зусилля Q_1 (формула (4.2)), що прикладається до кромки обичайки;

- розрахувати погонне зусилля вирівнювання кромки $q_1 = Q_1/L$, Н/м;

- проаналізувати вплив розмірів обичайки та її матеріалу на величину складальних зусиль.

5. Для 9–12 варіантів завдання:

- визначити розміри приєднаного пояска, розрахувавши його ширину і порівнявши її із заданим кроком встановлення ребер жорсткості;

- розрахувати власний момент інерції приєднаного пояска;

- розрахувати силу підтискання оболонки до ребра жорсткості Q_2 за формулою (4.3);

- проаналізувати вплив геометричних характеристик обичайки і ребра жорсткості та параметрів ділянки неприлягання на величину складального зусилля.

5. Для 13–16 варіантів завдання:

- розрахувати силу Q_3 за формулою (4.4), необхідну для вирівнювання торців обичайки;
- проаналізувати вплив розмірів обичайки та її матеріалу на величину складальних зусиль.

Питання для самоперевірки

1. Які порушення геометрії оболонок вимагають розрахунку зусиль, що діють на оболонки, при складанні під зварювання?
 2. Як впливають геометричні характеристики перерізів оболонок та підкріплюючих ребер жорсткості на величину складальних зусиль?
 3. Яку характеристику матеріалу заготовки використовують у розрахунках складальних зусиль при виготовленні зварних оболонкових конструкцій?
-

Практичне заняття № 5

Тема. Розрахунок затискних пристроїв складально-зварювальних стендів та кондукторів

Мета: набути навичок розрахунку та конструювання затискних пристроїв, які застосовуються при виготовленні полотнищ і балок.

5.1. Короткі теоретичні відомості

Схемні рішення та конструкції затискних пристроїв, які застосовуються в складально-зварювальних стендах і кондукторах, дуже різноманітні і відрізняються типами приводів для створення складального зусилля, механізмами передачі зусилля до місця навантаження, характером прикладання зусилля (зосереджено чи розподілено) до заготовки тощо. Ці обставини унеможливають використання спільної методики розрахунку та конструювання затискачів різних складальних пристроїв. У зв'язку з цим обмежимося розрахунком двох найбільш типових пристроїв: 1) клавішного з пневмошланговим приводом, який застосовують у стендах для виготовлення листових полотен та обичайок; 2) двох важільних механізмів з привідними силовими циліндрами, якими оснащуються механізовані кондуктори-кантувачі для виготовлення таврових балок.

5.1.1. Розрахунок клавішного затискного пристрою з пневмошланговим приводом

Клавішний затискний пристрій (рис. 5.1) є конструкцією, що складається з двох верхніх несучих балок коробчастого перерізу 3, на яких встановлені притискні клавіші 6, робочий хід яких здійснюється пневмошлангами 2, а для повернення клавішів у вихідний, неробочий, стан передбачені поворотні пружини 5. Зусилля поворотних пружин регулюється натяжними болтами 4. Нижня опорна балка 7 оснащена формуючою підкладкою 1, виготовленою із міді (для зварювання сталевих конструкцій) або із нержавіючої сталі (для зварювання конструкцій із алюмінієвих сплавів). За допомогою клавішів кромки листів 8 притискаються рівномірно по всій довжині стику до формуючої підкладки.

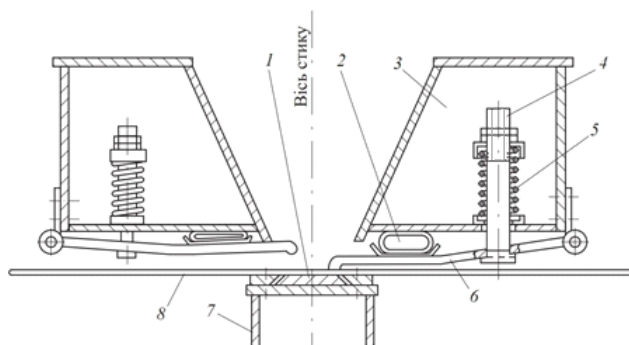


Рис. 5.1. Клавішний затискний пристрій з пневмошланговими приводами та поворотними пружинами:
a – у неробочому стані; *б* – при затисканні листів

Розрахунок описаного пристрою виконаємо відповідно до схеми дії сил, наведеної на рис. 5.2.

Насамперед визначаємо погонну силу притискання листів виходячи з того, що при виникненні кутової деформації

момент сили q на плечі l_0 викликатиме реактивний момент у металі зварного шва, тобто

$$ql_0 = [\sigma]W,$$

де q – погонна сила притискання листів, Н/м; l_0 – відстань від осі шва до лінії дії клавівних притискачів (орієнтовно можна приймати $l_0 = (5 \dots 10)\delta$), м; $[\sigma]$ – допустимі напруження в металі шва, МПа ($[\sigma] = \sigma_T$ – для сталі, $[\sigma] = \sigma_{0,2}$ – для алюмінієвих сплавів); $W = \frac{\delta^2}{6}$ – момент опору для одиниці довжини кромки листа, м².

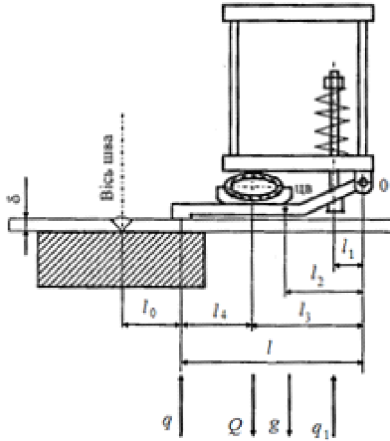


Рис. 5.2. Розрахункова схема клавівного затискного пристрою

Погонна сила притискання заготовок

$$q = \frac{[\sigma]\delta^2}{6l_0}. \quad (5.1)$$

Необхідну силу пневмошланга Q , яка приходить на одиницю його довжини, визначимо з рівняння моментів сил відносно осі O шарніра притискної клавіші (див. рис. 5.2):

$$Q = \frac{ql + q_1 l_1 - gl_2}{l_3},$$

де g – вага клавішів зі шлангом (масу 1 п. м шланга можна прийняти за даними табл. Г2, дод. Г), Н/м; l, l_1, l_2, l_3 – плечі дії сил, м; q_1 – опір поворотної пружини, Н/м.

Величина q_1 має бути достатньою для подолання власної ваги клавішів зі шлангом, швидкого витіснення повітря зі шланга та сплющування його. Ці умови виконуються, якщо сила q_1 розрахована за формулою

$$q_1 = \frac{gl_2 + 0,05ql}{l_1},$$

де 0,05 – поправка до сили q , що необхідна для витіснення повітря із пневмошланга та його сплющування.

Поворотна пружина вибирається відповідно до вимог стандартів щодо гвинтових циліндричних пружин (ДСТУ ГОСТ 13766:2008; ДСТУ ГОСТ 13775:2008, ДСТУ ГОСТ 13776:2008).

Необхідний діаметр шланга

$$d_{\text{шл}} = \frac{2Q}{\pi p} + h + \Delta, \quad (5.2)$$

де p – тиск повітря в шлангу, МПа; $h = h_k \frac{l_3}{l}$ – робочий хід шланга, м (h_k – загальний хід клавіша з урахуванням можливої хвилястості листа (або висоти гофрів гофрованого листа))

та пружного прогину опорної балки); Δ – залишковий зазор у порожнині сплющеного шланга, м (приймають $\Delta = 3 \dots 5$ мм).

Розрахований діаметр шланга слід округлити до найближчого більшого діаметра та вибрати стандартний прогумований пожежний рукав (див., наприклад, ДСТУ 18698–79, ДСТУ 3810–98 (див. дод. Г)).

Далі визначимо розміри клавіша за умови міцності при згинанні

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_{\text{кл}}} \leq [\sigma]$$

де $M_{\max}$ – найбільший згинальний момент, діючий на клавіш, Нм. Момент $M_{\max}$ створює сила $Q_{\text{кл}} = qt$ під шлангом на плечі l_4 (див. рис. 5.2) (t – крок встановлення клавішів, м); $W_{\text{кл}}$ – момент опору поперечного перерізу клавіша, м³ (для

прямокутного перерізу $W_{\text{кл}} = \frac{b_{\text{к}}^2 \delta_{\text{к}}}{6}$, тут $b_{\text{к}}$ та $\delta_{\text{к}}$ – ширина та товщина клавіша, м); $[\sigma]$ – допустимі напруження для матеріалу клавіша, МПа (див. дод. Б).

Для прийнятої товщини $\delta_{\text{к}}$ розраховуємо ширину клавіша

$$b_{\text{к}} = \sqrt{\frac{6qt l_4}{\delta_{\text{к}} [\sigma]}}, \quad (5.3)$$

де $l_4 = l - l_3$ (див. рис. 5.2).

5.1.2. Розрахунок важільних притискачів складально-зварювального поворотного кондуктора

Для поштучного механізованого складання-зварювання таврових балок застосовують різні конструкції кондукторів, одна з яких наведена на рис. 5.3. У такому кондукторі виготовляють балки довжиною до 6 м шляхом складання без елек-

троприхваток та автоматичного почергового зварювання під флюсом поясних швів "у човник". Закріплення елементів балки у кондукторі забезпечується затискними пристроями, приводами яких є силові пневмо- та гідроциліндри з важільними механізмами, а встановлення балки у необхідне положення при зварюванні здійснюється поворотним механізмом з гідроциліндром. Таким чином, даний кондуктор є представником складально-зварювальних кондукторів-кантувачів.

Кондуктор (див. рис. 5.3) складається з трьох основних частин: 1) станини 13, на якій змонтовані опорна балка 2 і колона 1 з напрямним рейковим шляхом для зварювального автомата, а також всі затискні та кантувальні механізми; 2) поворотної опорної балки 3 з кліщовими захватами для затискання пояса 4 таврової балки; 3) системи важелів 7 для притискання стінки тавра 6 до його пояса та бокової опорної балки кондуктора 9.

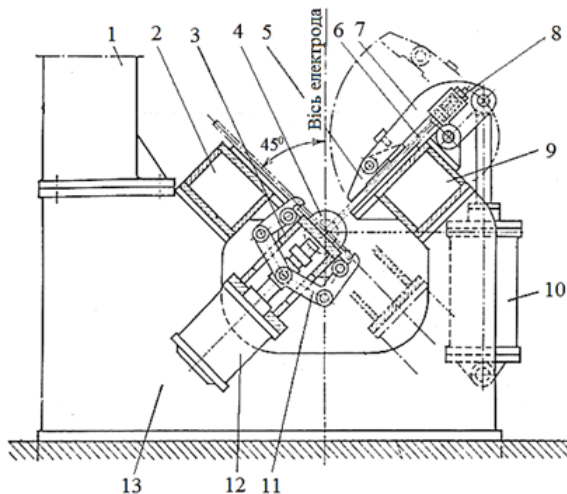


Рис. 5.3. Кондуктор-кантувач для складання і зварювання таврових балок

Кліщові захвати приводяться в дію пневмоциліндрами 12 за допомогою системи "ламких" важелів 11. Зусилля притискання стінки тавра до пояса передаються від гідроциліндра 10 за допомогою пружини 8, а до опорної балки 9 – через балансир 5.

Для забезпечення плавного руху механізмів з великими робочими ходами поворот кантувача і затискних важелів здійснюється хитними гідроциліндрами.

Розрахунок затискних пристроїв кондуктора-кантувача слід починати зі складання розрахункової схеми (рис. 5.4) та визначення зусиль на притискачах.

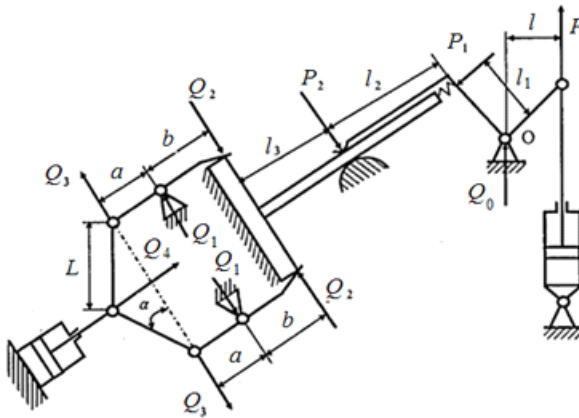


Рис. 5.4. Розрахункова схема важільного затискного пристрою кондуктора-кантувача

Основними вихідними даними для розрахунку є:

- конструктивна схема кондуктора-кантувача;
- розміри елементів балки, що зварюється;
- спосіб зварювання, тип та катет поясних швів;
- положення центрів ваги поперечного перерізу балки та кутових швів;

- крок встановлення важільних притискачів;
- робочий тиск рідини та повітря в силових циліндрах.

Силу на притискачах кондуктора при почерговому зварюванні поясних швів визначимо за формулою (3.4). При цьому враховуємо, що при зварюванні другого шва величина усадкової сили має бути збільшена в 1,15 рази порівняно з розрахованою для першого шва.

Розрахунок верхніх притискачів

При розміщенні верхніх притискачів кондуктора з кроком t кожний із них сприймає дію зосередженої сили

$$S_1 = q_1 t, \quad (5.4)$$

де q_1 – погонне зусилля притискання, Н/м, для компенсації позовжнього прогину балки від зварювання першого поясного шва.

Оскільки поперечна усадка кутового шва не повинна викликати в металі шва небезпечні згинальні напруження, які перевищують межу його текучості σ_{τ} , то силу бокового притискача P_2 обмежимо умовою $\sigma < \sigma_{\tau}$. Ця умова буде виконуватися, якщо момент сили P_2 на плечі l_3 дорівнюватиме моменту внутрішніх сил у металі шва при напруженнях $\sigma = [\sigma]$.

Тоді

$$P_2 = \frac{bh^2[\sigma]}{6l_3}, \quad (5.5)$$

де $b = t$ – довжина шва, м; $h = 0,8k$ – розрахункова товщина шва (k – катет шва), м; $[\sigma] = 0,8\sigma_{\tau}$, МПа (див. дод. Б).

Далі слід виконати перевірку ймовірності утворення зазору під силою P_2 між стінкою балки та опорою кондуктора, скориставшись формулами (2.6) і (2.7):

$$\Delta = l_3 \operatorname{tg} \beta - \frac{4P_2 l_3^3}{Ebs_{\text{ст}}^3}, \quad (5.6)$$

де $\text{tg}\beta$ – залишкова кутова деформація стінки балки; E – модуль пружності, Па; $s_{\text{ст}}$ – товщина стінки балки, м; b – довжина шва між притискачами, м.

Силу P_1 тиску на кромку стінки балки знаходимо із наступних міркувань. Сила на важелі S_1 , що утримує балку від поздовжнього прогину, складається з тиску важеля на кромку стінки P_1 та сили тертя між важелем та стінкою балки під силою P_2 , тобто

$$S_1 = P_1 + fP_2,$$

де $f = 0,15$ – коефіцієнт тертя ковзання сухої сталі по сталі.

Звідси, з урахуванням коефіцієнта запасу k_3 , мінімальне значення сили

$$P_1 = k_3(S_1 - fP_2). \quad (5.7)$$

Коефіцієнт запасу зазвичай приймають $k_3 = 1,25$.

Для вибору привідного гідроциліндра далі розрахуємо силу на його штоку та діаметр поршня.

Силу P на штоку циліндра знайдемо, розв'язавши рівняння моментів сил відносно осі O опорного шарніра (див. рис. 5.4):

$$P = \frac{P_1 l_1 + P_2 l_2}{l}. \quad (5.8)$$

Результат розрахунку за даним рівнянням не враховує затрат сили на подолання тертя в опорному шарнірі. Для точного визначення сили P слід виконати додаткові розрахунки, але з достатньою для практики точністю знайдене значення сили P орієнтовно можна збільшити на $8 \dots 10$ %. Таким чином, остаточно приймаємо $P' = (1,08 \dots 1,1)P$.

Діаметр привідного гідравлічного циліндра розрахуємо за формулою

$$D_{\text{цг}} = \sqrt{\frac{4P'}{\pi\rho\eta}}, \quad (5.9)$$

де ρ – тиск рідини, МПа (для гідроциліндрів $\rho = 1,6 \dots 6,2$ МПа (табл. 5.1)); η – ККД гідроциліндра, $\eta = 0,8$).

Таблиця 5.1. Ряд номінальних тисків пневмо- та гідроциліндрів (вибірка з ГОСТ 6540–68/Пер. 4:1991)

Номінальні тиски, МПа					
0,63*	1,0*	1,6*	2,5	6,2	10,0

Примітка: * – тільки для пневматичних циліндрів.

Згідно з ГОСТ 6540–68/Пер. 4:1991 вибираємо діаметр поршня, близький до розрахованого (дод. Д, табл. Д1). Необхідний хід поршня також має відповідати стандартному значенню (див. дод. Д, табл. Д2).

Розміри притискного важеля визначаємо з умови міцності при згинанні

$$\sigma = \frac{M_{3Г}}{W_B} = \frac{P_2 l_2}{W_B} \leq [\sigma]$$

Звідси мінімально необхідний момент опору перерізу важеля

$$W_B = \frac{P_2 l_2}{[\sigma]},$$

де $[\sigma]$ – допустимі напруження для матеріалу важеля, МПа (див. дод. Б).

Далі вибираємо переріз важеля у формі, наприклад, прямокутника з розмірами $h_B \times \delta_B$ (h_B – висота, δ_B – товщина),

для якого $W_B = \frac{h_B^2 \delta_B}{6}$.

Тоді, прийнявши товщину важеля δ_b , знайдемо його висоту з формули

$$h_b = \sqrt{\frac{6P_2 l_2}{\delta_b [\sigma]}}. \quad (5.10)$$

Розрахунок затискних пристроїв поворотної балки

Кліщові притискачі опорної поворотної балки кондуктора також розташовані з кроком t , але сприймають дію сили, що виникає від зварювання двох кутових швів. Оскільки ці притискачі утримують балку від деформації поздовжнього прогину від зварювання обох поясних швів, то в кожній парі кліщових притискачів виникає зосереджена сила

$$S_2 = q_2 t, \quad (5.11)$$

де q_2 – погонне зусилля притискання, Н/м, для компенсації поздовжнього прогину балки від зварювання двох кутових швів.

Кожна пара кліщових захватів поворотної балки кондуктора є двоважільним шарнірним притискачем двосторонньої дії, який створює силу зчеплення з поясом зварюваної балки

$$S_2 = 2\mu Q_2,$$

де $\mu = 0,2$ – коефіцієнт зчеплення захватів з поясом зварюваної балки.

Необхідна сила зчеплення на кожному з кліщових захватів буде забезпечена, якщо пояс зварюваної балки буде затиснений силою

$$Q_2 = \frac{S_2}{2\mu}. \quad (5.12)$$

Таку силу створює механічний підсилювач на основі важеля першого роду з плечима a і b (див. рис. 5.4). Силу Q_3 на

плечі a визначимо, з урахуванням тертя в шарнірах, з рівняння моментів сил на важелі:

$$Q_3 = \frac{Q_2 b}{a \eta}, \quad (5.13)$$

де $\eta = 0,85$ – ККД важеля.

Силу на штоку привідного циліндра розрахуємо, виходячи з формули для двоважільного шарнірного підсилювача з "ламким" важелем:

$$Q_4 = Q_3 2tg \left(\alpha + \arcsin f \frac{d}{L} \right), \quad (5.14)$$

де α – кут нахилу "ламкого" важеля, рекомендується приймати при затисканні $\alpha \geq 6^\circ$; $f = 0,1$ – коефіцієнт тертя ковзання в шарнірі; d – діаметр осі шарніра, м (розрахунок значення d див. нижче); L – довжина плеча важеля, м.

Оскільки важільно-кліщові захвати мають незначний хід, то для приведення їх у дію застосовують пневмоциліндри. Діаметр пневмоциліндра двосторонньої дії визначимо за формулою

$$D_{\text{цп}} = \sqrt{\frac{4Q_4}{\pi p \eta}}, \quad (5.15)$$

де p – тиск повітря в пневмоциліндрі, МПа (приймається $p = 0,63 \dots 1,6$ МПа (див. табл. 5.1)); $\eta = 0,9$ – ККД пневмоциліндра.

Згідно з ГОСТ 6540–68/Пер. 4:1991 (див. дод. Д, табл. Д1) вибираємо діаметр пневмоциліндра, близький до розрахованого. Необхідний хід поршня також має відповідати стандартному значенню (див. дод. Д, табл. Д2).

Розрахунок шарнірів важелів

Вісь шарніра О (див. рис. 5.4) можна розглядати як двоопорну балку довжиною $l_{\text{ш}}$, навантажену по довжині l_0 , що дорівнює довжині маточини важеля, рівномірно розподіленим зусиллям $q_0 = \frac{Q_0}{l_0}$, де Q_0 – сила, яка сприймається шарніром.

При нахилі важеля до осі штока гідроциліндра під кутом 45° сила Q_0 може бути розрахована за формулою

$$Q_0 = \sqrt{(P_1 + 0,7P')^2 + (P_2 + 0,7P')^2}. \quad (5.16)$$

Вісь шарніра розраховується на згинання від дії сили Q_0 та на питомий тиск у шарнірі.

Умова міцності осі при згинанні

$$\sigma = \frac{M_{\text{зг о}}}{W_0} \leq [\sigma],$$

де $M_{\text{зг о}}$ – максимальний згинальний момент на осі, Нм;

$$M_{\text{зг о}} = \frac{Q_0}{8} (2l_{\text{ш}} - l_0); \quad (5.17)$$

$W_0 = \frac{\pi d_0^3}{32} \approx 0,1 d_0^3$ – момент опору поперечного перерізу осі діаметром d_0 , м³; $[\sigma]$ – допустимі напруження для матеріалу осі, МПа (див. дод. Б).

Звідси діаметр осі

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{зг о}}}{0,1[\sigma]}}. \quad (5.18)$$

Знайдений діаметр осі слід перевірити на питомий тиск у шарнірі за формулою

$$p = \frac{Q_o}{l_o d_o} \leq [p], \quad (5.19)$$

де $[p]$ – допустимий тиск у шарнірі, МПа (для важелів з малою швидкістю ковзання можна приймати $[p] = 34,5$ МПа).

Вісь шарніра O_1 (див. рис. 5.4) розглядаємо також як балку на двох опорах з прольотом $l_{ш}$, в якому сила Q_{o1} рівномірно розподілена в середній частині осі шарніра на довжині l_{o1} , рівній довжині маточини важеля.

Реакція Q_{o1} в опорному шарнірі O_1

$$Q_{o1} = Q_2 + Q_3. \quad (5.20)$$

Для такої осі найбільший згинальний момент

$$M_{зг\ o1} = \frac{Q_{o1}}{8} (2l_{ш} - l_{o1}). \quad (5.21)$$

Діаметр осі шарніра

$$d_{o1} = \sqrt[3]{\frac{M_{зг\ o1}}{0,1[\sigma]}}. \quad (5.22)$$

Питомий тиск у шарнірі важеля не повинен перевищувати допустимого, тобто

$$p = \frac{Q_{o1}}{l_{o1} d_{o1}} \leq [p] \quad (5.23)$$

5.2. Порядок проведення заняття

1. Ознайомитися з основними формулами розрахунку типових вузлів та механізмів затискачів, що застосовуються в складально-зварювальних пристроях для виготовлення листових та балочних конструкцій.

2. Отримати у викладача індивідуальне завдання з вихідними даними (див. дод. А, табл. А5).

3. Для варіантів 1–8 завдання:

- розрахувати погонну силу притискання заготовок за формулою (5.1);

- призначити крок встановлення клавiшiв у межах $t = 0,5 \dots 1,0$ м;

- орієнтовно призначити вагу g клавiшiв зi шлангом на довжині кроку t (орієнтовно $g = 10 \dots 30$ Н) та розрахувати необхідну силу поворотної пружини q_1 ;

- розрахувати силу пневмошланга Q , яка приходитьcя на одиницю його довжини;

- розрахувати робочий хiд шланга h залежно від необхідного ходу клавiша h_k ;

- розрахувати необхідний діаметр пневматичного притискного шланга за формулою (5.2);

- вибрати тип пожежного рукава (дод. Г);

- призначити товщину клавiша δ_k у межах $\delta = 15 \dots 20$ мм;

- розрахувати ширину клавiша за формулою (5.3).

4. Для варіантів 9–16 завдання

Розрахунок верхніх притискачів кондуктора:

- визначити координати центрів ваги перерізу балки та поясних швів, використовуючи форму табл. 3.1;

- розрахувати за формулою (3.3) величини усадкових сил при послідовному зварюванні кутових швів;

- розрахувати за формулою (3.4) погонне притискне зусилля q_1 для компенсації поздовжнього прогину балки від зварювання першого кутового шва;

- призначити крок встановлення верхніх притискачів у межах $t = 0,75 \dots 1,25$ м;

- розрахувати величину зосередженої сили S_1 , яку сприймає кожний верхній притискач (формула (5.4));

- розрахувати силу бокового притискача P_2 (формула (5.5));

- перевірити за формулою (5.6) імовірність утворення зазору під силою P_2 між стінкою балки та опорою кондуктора, прийнявши $\operatorname{tg}\beta = 0,005$ рад. У разі наявності зазору – якісно оцінити його вплив на умови зварювання поясних швів балки;
- розрахувати за формулою (5.7) мінімальне значення сили P_1 тиску на кромку стінки балки;
- визначити силу P на штоку циліндра (формула (5.8)). Прийняти $P = P'$;
- розрахувати за формулою (5.9) діаметр поршня $D_{\text{цр}}$ і вибрати з дод. Д параметри стандартного гідравлічного циліндра;
- задати товщину важеля в межах $\delta_{\text{в}} = 14 \dots 20$ мм та за формулою (5.10) розрахувати його висоту $h_{\text{в}}$. (Прийняти матеріал притискача Ст.3сп);
- розрахувати силу $Q_{\text{о}}$, яка сприймається шарніром О верхнього притискача (формула (5.16));
- розрахувати максимальний згинальний момент $M_{\text{зг. о}}$ на осі шарніра О (формула (5.17)), прийнявши $l_{\text{ш}} = 2\delta_{\text{в}}$, а $l_0 = 0,8l_{\text{ш}}$;
- розрахувати за формулою (5.18) діаметр $d_{\text{о}}$ осі О шарніра;
- перевірити за формулою (5.19) вісь шарніра О на питомий тиск;
- зробити загальні висновки за результатами розрахунків верхніх притискачів кондуктора.

Розрахунок затискних пристроїв поворотної балки:

- розрахувати за формулою (3.4) погонне зусилля q_2 для компенсації поздовжнього прогину балки від зварювання другого кутового шва;
- призначити крок t встановлення кліщових притискачів у межах $t = 0,75 \dots 1,25$ м (крок t має бути рівний кроку встановлення верхніх притискачів) і розрахувати за формулою (5.11) зосереджену силу S_2 у кожній парі кліщових захватів;
- розрахувати за формулою (5.12) силу Q_2 затискання пояса зварюваної балки кожним кліщовим захватом;

- розрахувати силу Q_3 на механічному підсилювачі кліщового захвату (формула (5.13));
- розрахувати силу Q_4 на штоку привідного пневмоциліндра (формула (5.14));
- розрахувати за формулою (5.15) діаметр поршня і вибрати з дод. Д параметри стандартного пневматичного циліндра;
- розрахувати силу Q_1 , яка сприймається шарніром O_1 (формула (5.20));
- розрахувати за формулою (5.21) максимальний згинальний момент $M_{зг. о1}$ на осі шарніра O_1 . (Прийняти розміри $l_{ш1}$ і $l_{о1}$ такими самими, як у розрахунку шарніра O);
- розрахувати діаметр осі $d_{о1}$ шарніра O_1 (формула (5.22));
- перевірити за формулою (5.23) вісь шарніра O_1 на питомий тиск;
- зробити загальні висновки за результатами розрахунків затискних пристроїв поворотної балки кондуктора.

Питання для самоперевірки

1. Які типи притискачів застосовують у складально-зварювальних стендах і кондукторах?
2. Які вихідні дані необхідні для розрахунку притискачів складально-зварювального стенда?
3. У якій послідовності розраховуються стенди з клавішними притискачами?
4. Які вихідні дані необхідні для розрахунку притискачів складально-зварювального кондуктора-кантувача для виготовлення таврових балок?
5. Які вузли підлягають розрахунку при конструюванні кондуктора-кантувача?
6. У якій послідовності розраховуються притискачі складально-зварювального кондуктора-кантувача?

Практичне заняття № 6

Тема. Розрахунок роликів зварювальних стендів

Мета: набутити навичок розрахунку роликів опор та показників, що характеризують роботу стенда.

6.1. Короткі теоретичні відомості

Роликові стенди (роликові обертачі) призначені для обертання циліндричних і конічних виробів зі швидкістю зварювання при автоматичному зварюванні кільцевих швів або наплавленні поверхонь крупногабаритних циліндричних деталей, а також для обертання виробів з маршовою швидкістю та встановлення їх у зручне положення для зварювання, складання, обробки і контролю. За допомогою роликів стендів забезпечується також зварювання поздовжніх швів обичайок із використанням зварювальних тракторів чи самохідних візків з підвісними зварювальними головками.

Типовий роликовий стенд (рис. 6.1) складається з двох рядів роликів опор, один з яких є привідним, а другий холостим (непривідним). Приводом стенда є електродвигун, з'єднаний із привідним валом за допомогою муфти та черв'ячного редуктора.

Для збільшення сили зчеплення та забезпечення плавності обертання зварюваного виробу всі ролики облаштовують гумовими вантажними шинами.

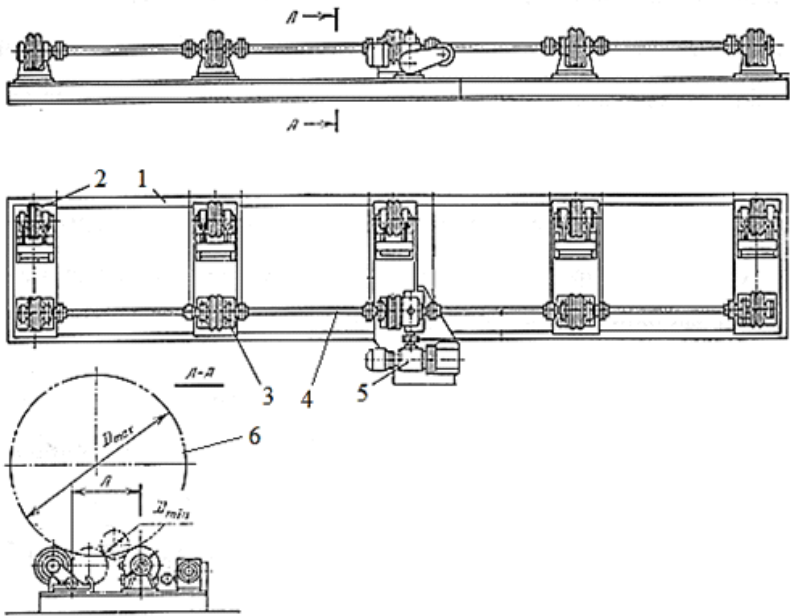


Рис. 6.1. Роликовий стенд:

- 1 – фундаментна рама; 2 – холоста (непривідна) роликова опора;
 3 – привідна роликова опора; 4 – привідний вал;
 5 – привід обертання роликів; 6 – зварюваний виріб

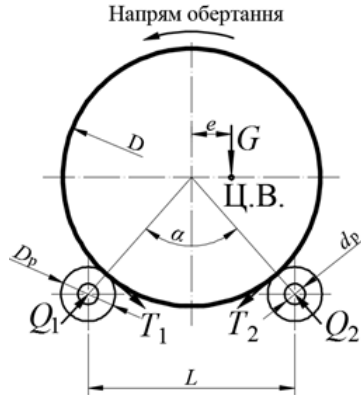
Основними технічними характеристиками роликових стендів є: вантажопідйомність; діаметр роликів; діапазон діаметрів зварюваних виробів; швидкість обертання виробу (робоча та маршова); споживана потужність.

Мета розрахунку роликового стенда полягає у визначенні зусиль на роликових опорах при різних значеннях діаметра виробу, діаметрів осі холостого та вала привідного ролика, потужності приводу та запасу зчеплення стенда.

На рис. 6.2 показана розрахункова схема роликового стенда з одним рядом привідних (лівих, відповідно до рисунку)

роликоопор. Активним навантаженням стенда є вага зварюваного виробу G та, при наявності ексцентриситету центру ваги e , вантажний момент $M_{\text{вт}} = Ge$.

Рис. 6.2. Розрахункова схема роликового стенда



Центральний кут α для забезпечення безпечної роботи стенда приймається в межах $\alpha = 50 \dots 120^\circ$. Значення кута α дозволяє визначити діапазон діаметрів D виробів, які можна обертати на роликовому стенді:

$$D = \frac{L}{\sin \frac{\alpha}{2}} - D_p. \quad (6.1)$$

У загальному випадку при обертанні зварюваного виробу на роликових опорах виникають опорні реакції Q_1 і Q_2 та колові зусилля T_1 і T_2 , які розраховуються за наступними формулами:

$$Q_1 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 - \frac{\varepsilon \cos \alpha}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right);$$

$$Q_2 = \frac{G}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \left(1 + \frac{\varepsilon}{\sin \frac{\alpha}{2}} + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \cos \frac{\alpha}{2} - \sin \frac{\alpha}{2}} \right); \quad (6.2)$$

$$T_1 = G \left(\varepsilon + \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1} \right);$$

$$T_2 = G \frac{\varepsilon + \sin \frac{\alpha}{2}}{b \sin \alpha + \cos \alpha - 1},$$

де індекс "1" при Q і T відповідає привідній опорі, індекс "2" – непривідній (холостій) опорі, H ; $\varepsilon = e/R$ – ексцентриситет, виражений у частках радіуса виробу, що обертається (дис-

баланс); $b = \frac{D_p}{fd_p + 2\mu}$, (D_p , d_p – діаметри опорного ролика та

осі (вала) ролика в підшипниках (у першому наближенні можна приймати $d_p \approx 0,1D_p$), м; f – коефіцієнт тертя в підшипниках роликоопор (для підшипників ковзання $f=0,1$; для підшипників кочення $f=0,02$); μ – коефіцієнт тертя кочення на поверхні ролика (для сталевих роликів $\mu = (6 \dots 8)10^{-4}$ м, для роликів з гумовим покриттям $\mu = (25 \dots 35)10^{-4}$ м).

При відсутності дисбалансу виробу ($\varepsilon = 0$) формули (6.2) значно спрощуються і $Q_1 = Q_2$ та $T_1 = T_2$. Колові сили T_1 і T_2 збільшують величину опорних реакцій роликоопор, якщо виріб обертається проти ходу годинникової стрілки, та зменшують їх при обертанні виробу в протилежному напрямку.

Розрахункове навантаження на вал (вісь) ролика

$$P_{l(2)} = \frac{\sqrt{Q_{l(2)}^2 + T_{l(2)}^2}}{i_p} k_p, \quad (6.3)$$

де P_1, P_2 – навантаження на одну ведучу (привідну) і холосту (непривідну) опори, Н; i_p – число роликпопори в одному ряду; k_p – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження на роликпопори (для роликів з гумовим покриттям при $i_p = 2$ $k_p = 1$; при $i_p \geq 3$ $k_p = 1,2 \dots 1,3$).

За найбільшою з величин P_1 та P_2 вибираються нормалізовані роликпопори (табл. 6.1).

Таблиця 6.1. Характеристики типових роликпопори

Моделі роликпопори		Номінальне навантаження на опору P , кН	Мінімальний діаметр виробу D , м	Діаметр ролика D_p , мм
привідна	холоста			
РП-0,25	РХ-0,25	2,5		410
РП-0,5	РХ-0,5	5,0	0,3	
РП-1	РХ-1	10,0	0,5	
РП-2	РХ-2	20,0		
РП-4	РХ-4	40,0	0,8	522
РП-8	РХ-8	80,0	0,8	
РП-16	РХ-16	160,0		

Вісь холостої роликпопори розраховують як двоопорну шарнірно закріплену балку, навантажену посередині прольоту зосередженою силою P_2 . Діаметр осі визначається з умови міцності такої балки при згинанні моментом $M_{зг} = \frac{P_2 l_2}{4}$ (l_2 – відстань між підшипниками осі, м) за формулою

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{зг}}{0,1[\sigma]}}, \quad (6.4)$$

де $[\sigma]$ – допустиме напруження для сталевих осей при згинанні (див. дод. Б), МПа.

При проектуванні стелажу знайдено значення діаметра осей d_2 слід порівняти з попередньо вибраним d_p . Якщо різниця становитиме більше 5 %, розрахунки слід виконати в другому наближенні.

Привідний вал ведучих роликів також розглядається як двоопорна шарнірно закріплена балка, але навантажена посередині прольоту одночасно згинальним моментом

$M_{зг} = \frac{P_1 l_1}{4}$ та крутним моментом $M_{кр}$, Нм:

$$M_{кр} = T_1 \frac{D_p}{2} + \left(f \frac{d_p}{2} + \mu \right) \sqrt{Q_1^2 + T_1^2}. \quad (6.5)$$

Еквівалентний розрахунковий момент на валу

$$M_e = \sqrt{M_{зг}^2 + M_{кр}^2}. \quad (6.6)$$

Розрахунковий діаметр привідного вала

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_e}{0,1[\sigma]}}. \quad (6.7)$$

Остаточний вибір діаметра вала d_1 здійснюється так само, як для осей ролика d_2 .

Необхідна потужність привідного двигуна, Вт, визначається при маршовій швидкості обертання виробу:

$$N = \frac{M_{кр} \omega}{\eta_0}, \quad (6.8)$$

де $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – кутова швидкість вала, с^{-1} ; n – частота обертання привідного вала, об/хв; η_0 – загальний ККД привідного механізму (орієнтовно можна прийняти $\eta_0 = 0,4 \dots 0,5$).

Перевірка запасу зчеплення привідних роликів із виробом здійснюється відповідно до умови

$$k_{\text{зч}} = \frac{Q_1 \varphi}{T_1} \geq 3, \quad (6.9)$$

де φ – коефіцієнт зчеплення роликів з виробом (для сталевих роликів $\varphi = 0,15$, для роликів з гумовим покриттям $\varphi = 0,3 \dots 0,4$).

6.2. Порядок проведення заняття

1. Ознайомитися з загальною конструкцією типового роликового стенда та основними формулами його розрахунку.

2. Отримати у викладача індивідуальне завдання з вихідними даними (див. дод. А, табл. А6).

3. Використовуючи формулу (6.1), розрахувати відстань між рядами роликів L для заданого діаметра виробу D та діапазон діаметрів виробів, які можна обертати безпечно на роликовому стенді при допустимих значеннях центрального кута розпору α .

4. Розрахувати для заданих параметрів виробу зусилля на привідних та холостих роликів (формули 6.2), прийнявши попередньо співвідношення між діаметрами роликів D_p та відповідними діаметрами привідного вала d_1 і осей d_2 .

5. Розрахувати навантаження P_1 на вал та P_2 на вісь ролика (формула (6.3)).

6. Розрахувати за формулою (6.4) діаметр осі ролика d_2 , порівняти результат із попередньо вибраним значенням

діаметра, зробити висновок про необхідність розрахунку в другому наближенні.

7. Розрахувати на привідному валу крутний (формула (6.5)) та еквівалентний (формула (6.6)) моменти.

8. Розрахувати за формулою (6.7) діаметр валу d_1 , оцінити результат розрахунку аналогічно до п. 6.

9. Розрахувати необхідну потужність привідного двигуна для обертання виробу з заданою швидкістю (формула (6.8)).

10. Оцінити запас зчеплення привідних роликів з виробом (умова (6.9)), зробити висновок. У разі невиконання умови запропонувати можливі шляхи її забезпечення.

Питання для самоперевірки

1. З яких конструктивних вузлів складається типовий роликовий стенд?

2. Які вихідні дані використовують для розрахунків роликових стендів?

3. Чим відрізняються розрахунки привідних і холостих роликових опор стенда?

4. З якою метою розраховують потужність приводу стенда?

5. Для чого слід виконувати перевірку запасу зчеплення привідних роликів з виробом?

6. Які заходи використовують для забезпечення необхідного запасу зчеплення?

Практичне заняття № 7

Тема. Розрахунок механізмів універсального зварювального обертача

Мета: набути навичок розрахунку окремих механізмів зварювальних обертачів.

7.1. Короткі теоретичні відомості

Універсальними зварювальними обертачами називають пристрої, які забезпечують, завдяки можливості нахилу осі обертання, зварювання кільцевих швів у зручному положенні. Такі обертачі використовують також як кантувачі та позиціонери. Кантування зварюваних виробів здійснюється при горизонтальному положенні осі обертання, позиціонування – шляхом зміни кута нахилу осі обертання у вертикальній площині. При цьому переміщення виробу виконуються з постійною швидкістю (з маршовою).

До складу універсального обертача (рис. 7.1) входять: корпус 1, стіл (траверса) 2 з планшайбою 3 для закріплення зварюваного виробу і механізм нахилу, змонтований у корпусі. Механізм обертання планшайби обладнаний електроприводом постійного струму (рис. 7.2), який забезпечує широкий діапазон плавного регулювання швидкості зварювання.

Механізм нахилу планшайби, як правило, містить електропривід змінного струму з асинхронним двигуном (рис. 7.3).

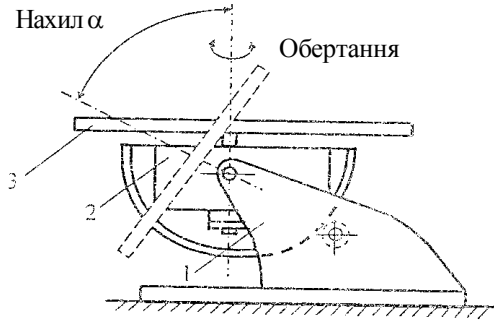


Рис. 7.1. Конструктивна схема універсального обертача

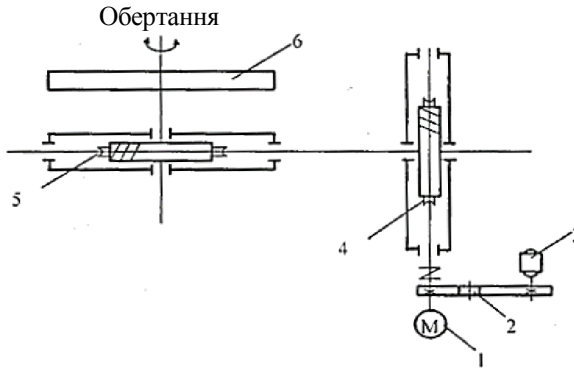


Рис. 7.2. Кінематична схема механізму обертання планшайби універсального обертача:

1 – двигун постійного струму; 2 – паразитна шестірня;
3 – тахогенератор; 4, 5 – черв'ячні редуктори; 6 – планшайба

Вихідними даними для розрахунку універсальних обертачів є:

- конструктивна та кінематична схеми обертача;
- вага виробу разом з кріпильними пристроями G ;

- положення центру ваги;
- розміри виробу;
- частота обертання планшайби n ;
- діапазон зміни кута нахилу осі обертання планшайби.

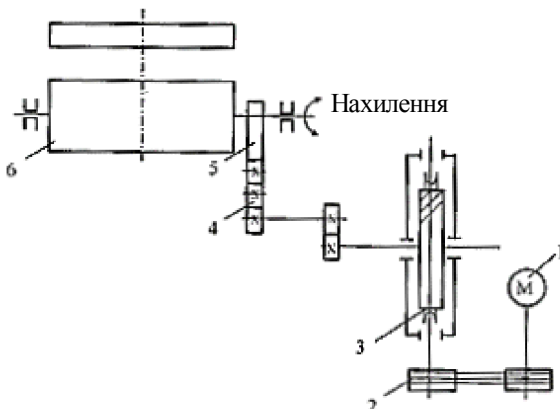


Рис. 7.3. Кінематична схема механізму нахилу планшайби універсального обертача:
 1 – асинхронний двигун; 2 – клинопасова передача;
 3 – черв'ячний редуктор; 4 – набір шестерень;
 5 – зубчастий сектор; 6 – стіл планшайби (траверса)

Розрахунок механізму обертання планшайби

Метою даного розрахунку є визначення діаметра шпинделя, на якому обертається планшайба, що задовольняє умовам міцності, жорсткості та необхідній потужності приводу обертання.

Розрахункова схема механізму обертання шпинделя наведена на рис. 7.4. У загальному випадку шпиндель розглядається як двоопорна балка з консолями (передньою та задньою – залежно від компоновальної схеми), навантажена одночасно згинальним $M_{зг}$ та крутним $M_{кр}$ моментами, які є функціями кутів α і β (див. рис. 7.4,а).

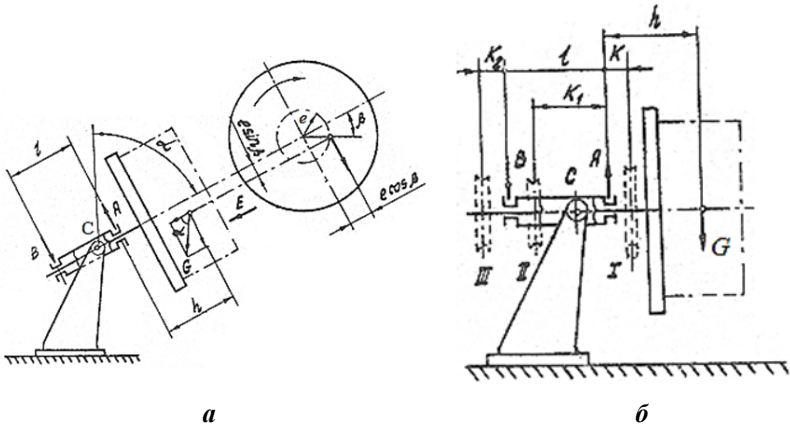


Рис. 7.4. Розрахункова схема механізму обертання універсального обертача:
а – при положенні шпинделя, нахилоного на довільний кут α ;
б – горизонтальне положення шпинделя ($\alpha = 90^\circ$)

Діаметр шпинделя розраховується з умови статичної міцності за еквівалентним згинальним моментом, діючим у найбільш навантаженій опорі А:

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_e}{0,1[\sigma]}}, \quad (7.1)$$

де M_e – еквівалентний момент на шпинделі, Нм; $[\sigma]$ – допустимі напруження для матеріалу шпинделя (див. дод. Б).

Згинальний, крутний та еквівалентний моменти розраховуються за наступними формулами:

$$M_{зг} = G \sqrt{h^2 \sin^2 \alpha + e^2 \cos^2 \alpha + 2hes \sin \alpha \cos \alpha \sin \beta}; \quad (7.2)$$

$$M_{кр} = Ge \sin \alpha \cos \beta; \quad (7.3)$$

$$M_e = \sqrt{M_{зг}^2 + M_{кр}^2}. \quad (7.4)$$

Якщо кут $\beta = 0$, то розрахункові формули (7.2)–(7.4) суттєво спрощуються.

Співвідношення кутів α та $\beta_{\text{кр}}$, при якому момент M_e досягає найбільшого значення,

$$\text{ctg} \alpha = \frac{e}{h} \sin \beta_{\text{кр}},$$

де $\beta_{\text{кр}}$ – кути повороту планшайби, при яких момент M_e досягає найбільшого значення.

Також для кожного співвідношення e/h існує критичний кут нахилу $\alpha_{\text{кр}}$ та прилеглий до нього діапазон кутів, більших за критичний у межах від $\alpha_{\text{кр}}$ до $\alpha_{\text{кр}} + 2\gamma$, при яких $M_e = M_{e\text{макс}}$. Небезпечні кути нахилу існують у діапазоні $\pm\gamma$ від горизонтального положення осі шпинделя:

$$\begin{aligned} \gamma &= \arctg \frac{e}{h}; \\ \alpha_{\text{кр}} &= 90^0 - \arctg \frac{e}{h}. \end{aligned} \quad (7.5)$$

Кути, які не входять у зону кутів γ , не вважаються розрахунковими.

На величину опорних реакцій та моментів, діючих на шпиндель, значною мірою впливає розташування веденого зубчастого колеса. Ведуча шестірня, як правило, розташована внизу.

При цьому можливі три компоновальні варіанти (на рис. 7.4,б позначено римськими цифрами): І – зубчасте колесо закріплене на передній консольній частині шпинделя на відстані K від опори А і навіть може бути зв'язане безпосередньо з планшайбою. В останньому випадку крутний

момент не сприймається шпинделем і, відповідно, шпиндель працює як вісь; II – зубчасте колесо закріплене на шпинделі між опорами А і В, наприклад на відстані K_1 від опори А; III – зубчасте колесо закріплене на задньому хвостовику шпинделя, наприклад на відстані K_2 від опори В. У другому та третьому варіантах шпиндель працює як вал, на який діють не лише згинальні моменти, а й крутний.

Для розрахунку шпинделя на міцність при нижньому розташуванні ведучої шестірні або черв'яка та при трьох варіантах розташування на шпинделі веденого зубчастого колеса в табл. 7.1 наведені відповідні формули.

У формулах табл. 7.1 прийняті наступні позначення: G – вага виробу разом з кріпильними пристроями, Н; R – радіус зубчастого колеса, м; A_1 , B_1 – опорні реакції (права та ліва), розташовані у вертикальній площині перпендикулярно до осі шпинделя; A_2 , B_2 – те ж саме, у горизонтальній площині; $A_0 = \sqrt{A_1^2 + A_2^2}$ та $B_0 = \sqrt{B_1^2 + B_2^2}$ – результуючі опорні реакції; A_{oc} – осьове навантаження шпинделя; M_1 – згинальний момент, діючий у вертикальній площині; M_2 – згинальний момент, діючий у площині, перпендикулярній до неї; $M_{кр}$ – крутний момент; $M_e = \sqrt{M_1^2 + M_2^2 + M_{кр}^2}$ – результуючий еквівалентний момент; решта позначень – за рис. 7.4.

Розраховане за формулою (7.1) значення діаметра d_A має бути перевірено на міцність (з урахуванням додаткового напруження під дією осьового навантаження шпинделя A_{oc}) та на жорсткість – згинальну і крутильну.

Таблиця 7.1. Розрахункові зусилля, що діють на шпindelь універсального обертача

Розрахункові параметри	Варіанти розташування зубчастого колеса			
	I		II	III
	Положення шпindelя			
Позначення	$\alpha = \alpha_{кр}, \beta = 90^\circ$			
	$\alpha = 90^\circ, \beta = 0$			
A_1	$G \frac{h^2 + e^2 + hl}{l \sqrt{h^2 + e^2}}$	$G \frac{l + h}{l}$	$G \frac{l + h}{l}$	$G \frac{l + h}{l}$
A_2	0	$G \frac{e(l + K)}{lR}$	$G \frac{e(l - K_1)}{lR}$	$G \frac{eK_2}{lR}$
A_0	$G \frac{h^2 + e^2 + hl}{l \sqrt{h^2 + e^2}}$	$G \frac{e^2}{l} \sqrt{\frac{2}{h^2 + e^2}} \left((l + h)^2 + \frac{e^2}{R^2} (l + K)^2 \right)$	$G \frac{e^2}{l} \sqrt{\frac{2}{h^2 + e^2}} \left((l + h)^2 + \frac{e^2}{R^2} (l - K_1)^2 \right)$	$G \frac{e^2}{l} \sqrt{\frac{2}{h^2 + e^2}} \left((l + h)^2 + \left(\frac{eK_2}{R} \right)^2 \right)$
A_∞	$G \frac{e}{\sqrt{h^2 + e^2}}$	0	0	0
B_1	$G \frac{\sqrt{h^2 + e^2}}{l}$	$G \frac{h}{l}$	$G \frac{h}{l}$	$G \frac{h}{l}$
B_2	0	$G \frac{eK}{lR}$	$G \frac{eK_1}{lR}$	$G \frac{e(l + K_2)}{lR}$
Опорні реакції A, Н				
Опорні реакції B, Н				

9 Продовж. табл. 7.1

Розрахунковий параметр	Варіант розташування зубчастого колеса		
	I-III	I	II
	Положення шпінделя		
	$\alpha = 90^\circ, \beta = 0$		
Позначення	$\alpha = \alpha_{\text{кр}}, \beta = 90^\circ$	$\alpha = 90^\circ, \beta = 0$	
B_0	$G \frac{\sqrt{h^2 + e^2}}{l}$	$G \sqrt{h^2 + \left(\frac{eK}{R}\right)^2}$	$G \sqrt{h^2 + \frac{e^2}{R^2} (l + K_2)^2}$
M_1	$G \sqrt{h^2 + e^2}$	Gh	Gh
M_2	0	$G \frac{eK}{R}$	0
$M_{\text{кр}}$	0	0	Ge
M_e	$G \sqrt{h^2 + e^2}$	$G \sqrt{h^2 + \left(\frac{eK}{R}\right)^2}$	$G \sqrt{h^2 + e^2}$

Моменти в опорному
перетві 4, Нм

Міцність шпинделя перевіряється формулою

$$\sigma = \frac{10M_e}{d_A^3} + \frac{1,3A_{oc}}{d_A^2} \leq [\sigma]; \quad (7.6)$$

жорсткість при згинанні –

$$\Delta = \frac{Gh^2}{3EI} (h + l) \leq [\Delta]; \quad (7.7)$$

жорсткість при крутінні –

$$\varphi = \frac{180M_{кр}l_{кр}}{\pi E_0 I_0} \leq [\varphi], \quad (7.8)$$

де $[\sigma]$ – допустимі напруження для матеріалу шпинделя (див. дод. Б), МПа; E – модуль Юнга, Па; I – момент інерції поперечного перерізу шпинделя, m^4 ; $l_{кр}$ – довжина скручуваної ділянки вала, м; E_0 – модуль пружності при зсуві (для сталі $E_0 = 0,8 \cdot 10^{11}$ Па); I_0 – полярний момент інерції перерізу вала, m^4 (для круглого суцільного перерізу діаметром d полярний момент $I_0 = 2I$); Δ – найбільший прогин, м; φ – кут закручування, град.

Допустимі значення переміщень $[\Delta]$ та $[\varphi]$ залежать від характеру використання універсального обертача:

– для позиціонерів та кантувачів $[\Delta] = 5 \cdot 10^{-4}l$; $[\varphi]^\circ = 0,3l_{кр}$;

– для обертачів $[\Delta] = 2 \cdot 10^{-4}l$; $[\varphi]^\circ = 0,1l_{кр}$.

Потужність приводу, Вт, визначається крутним моментом та максимальною частотою обертання шпинделя з урахуванням витрат на тертя в підшипниках та ККД привідного механізму і розраховується за формулою

$$N = \frac{(M_{кр} + M_{тр})\omega}{\eta_0}, \quad (7.9)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент, Нм; $M_{тр} = \frac{A_0 d_A f_A + B_0 d_B f_B}{2}$ – момент сил тертя в підшипниках, Нм; (f_A, f_B – коефіцієнти тертя в підшипниках опор); $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – кутова швидкість, c^{-1} (n – частота обертання шпинделя, об/хв); η_0 – загальний ККД привідного механізму (орієнтовно можна прийняти $\eta_0 = 0,5 \dots 0,6$).

Вибір кількості обертів n слід здійснювати виходячи з колової швидкості v виробу, що обертається. Якщо універсальний обертач використовується як кантувач або позиціонер, то для виробу середніх габаритів допустиму колову швидкість можна приймати в межах $[v] = 16 \dots 25$ м/хв. При необхідності обертання виробу зі зварювальною швидкістю для визначення частоти n можна скористатися номограмами, аналогічними до наведеної у дод. Е.

Розрахована потужність привідного двигуна та кінематична схема (див. рис. 7.2) є підставами для конструювання всіх елементів привідного механізму (валів, зубчастих передач, підшипників тощо) з використанням звичайних методів розрахунку деталей машин. Підбір підшипників при цьому здійснюється за зусиллями A_0 та B_0 і частотою обертання шпинделя n .

Розрахунок механізму нахилу

Метою даного розрахунку є конструювання елементів механізму нахилу – поворотної траверси та опорних цапф (посадочних поверхонь під маточини осей траверси) та визначення необхідної потужності приводу.

Механізм нахилу розраховують для двох небезпечних положень шпинделя: горизонтального (рис. 7.5, *а*) та нахиленого до горизонту під кутом $\gamma_n = \arctg \frac{e}{h_1}$ (див. рис. 7.5, *б*).

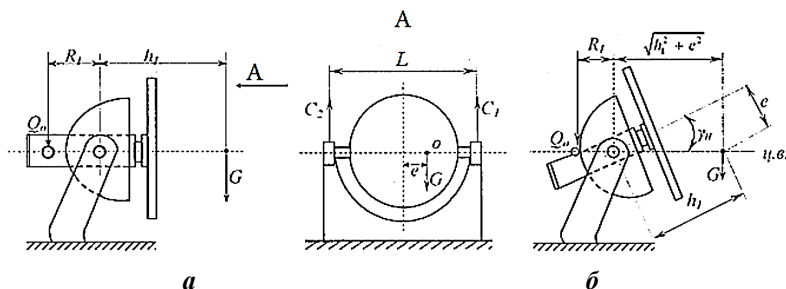


Рис. 7.5. Схема універсального обертача для розрахунку механізму нахилу:

a – горизонтальне положення шпинделя;

б – похиле під кутом $\alpha = 90^\circ - \gamma_n$

Розрахункові формули для визначення силового навантаження механізму нахилу, в якого ведуча шестірня, зчеплена з зубчастим сектором, розташована в одній горизонтальній площині з віссю нахилу шпинделя, наведені в табл. 7.2. При цьому небезпечний кут нахилу шпинделя до горизонту визначається залежністю $\gamma_n = \arctg \frac{e}{h_1}$.

У формулах табл. 7.2 прийняті наступні позначення: C_1 і C_2 – опорні реакції на цапфах траверси, Н; $C_0 = C_1 + C_2$ – сума опорних реакцій, Н; Q_0 – колове зусилля на зубчастому секторі (або сумарне зусилля при наявності двох секторів), Н; $M_{вт}$ – вантажний момент ($M_{вт} = M_{кр}$, якщо момент передається одним зубчастим сектором, або $M_{вт} = 2M_{кр}$, якщо момент передається двома секторами), Нм; $M_{тр}$ – момент сил тертя в підшипниках, Нм; $k_{тр}$ – множник, що враховує тертя в підшипниках (при розрахунку величини $k_{тр}$ слід приймати значення коефіцієнта тертя $f = 0$, якщо цапфи змонтовані на підшипниках кочення, або $f = 0,1$, якщо цапфи змонтовані на підшипниках ковзання); решта позначень – за рис. 7.5.

Таблиця 7.2. Розрахунок силового навантаження механізму нахилу універсального обертача

Позначення	Положення планшайби	
	горизонтальне (див. рис. 7.5, <i>a</i>)	похиле під кутом $\alpha = 90^\circ - \gamma_n$ (див. рис. 7.5, <i>б</i>)
$M_{вт}$	Gh_1	$G\sqrt{h_1^2 + e^2}$
$k_{тр}$	$1 + \frac{fd_{ц}}{2R_1}$	
C_1	$\frac{G}{R_1 L} (R_1 + h_1) \left(\frac{L}{2} + e \right) k_{тр}$	$C_1 = C_2 = \frac{G}{2R_1} \left(R_1 + \sqrt{h_1^2 + e^2} \right) k_{тр}$
C_2	$\frac{G}{R_1 L} (R_1 + h_1) \left(\frac{L}{2} - e \right) k_{тр}$	
C_0	$\frac{G}{R_1} (R_1 + h_1) k_{тр}$	$\frac{G}{2R_1} \left(R_1 + \sqrt{h_1^2 + e^2} \right) k_{тр}$
$M_{тр}$	$\frac{C_0 fd_{ц}}{2}$	
Q_0	$\frac{M_{гр} + M_{тр}}{R_1}$	

Цапфа поворотної траверси розраховується на міцність при згинанні.

Діаметр цапфи суцільного круглого перерізу визначається за формулою

$$d_{ц} = \sqrt[3]{\frac{M_{зг}}{0,1[\sigma]}}, \quad (7.10)$$

де $M_{зг} = \frac{C_1 l_1}{2}$ – згинальний момент, що діє в основі активної

(опорної) частини цапфи (l_1 – довжина опорної частини в підшипнику); C_1 – найбільше значення опорної реакції (див. табл. 7.2); $[\sigma]$ – допустимі напруження для матеріалу цапфи (див. дод. Б), МПа.

Умова міцності круглої масивної цапфи

$$\sigma = \frac{5C_1 l_1}{d_{\text{ц}}^3} \leq [\sigma] \quad (7.11)$$

Для пустотілої цапфи, що має кільцевий переріз із зовнішнім діаметром $d_{\text{ц.з}}$ та внутрішній $d_{\text{ц.вн}}$, умова міцності записується у вигляді

$$\sigma = \frac{5C_1 l_1}{d_{\text{ц.з}}^3 \left(1 - \frac{d_{\text{ц.вн}}^4}{d_{\text{ц.з}}^4} \right)} \leq [\sigma] \quad (7.12)$$

Підшипники для цапф поворотної траверси підбираються за зусиллями C_1 і C_2 (див. табл. 7.2).

Поворотна траверса універсального обертача працює як балка на двох опорах, навантажена згинальним і крут-

ним моментами. Найбільший згинальний момент $M_{\text{зг}} = \frac{GL}{4}$

діє посередині траверси (L – прогин балки, що дорівнює відстані між осями опорних підшипників (див. рис. 7.5,а));

$$M_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{вт}}}{2} = \frac{G}{2} \sqrt{h_1^2 + e^2}.$$

Указані моменти обумовлюють виникнення в поперечному перерізі траверси відповідно нормальних напружень згину $\sigma_{\text{зг}}$ та дотичних напружень крутіння $\tau_{\text{кр}}$.

Міцність траверси перевіряється для складного напруженого стану відповідно до IV (енергетичної) теорії міцності за еквівалентними напруженнями

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\text{зг}}^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} = \frac{G}{4} \sqrt{\frac{L^2}{W_{\text{тр}}^2} + 3 \frac{h_1^2 + e^2}{F_{\text{тр}}^2 \delta^2}} \leq [\sigma], \quad (7.13)$$

де $W_{\text{тр}}$ – момент опору згину поперечного перерізу траверси, м^3

(для прямокутного коробчастого профілю $W_{\text{тр}} = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}$

(B і b – зовнішня та внутрішня ширина балки по нейтральній осі згину, H і h – зовнішня та внутрішня висота балки); $F_{\text{тр}}$ – площа, обмежена середньою контурною лінією профілю, м^2 ; δ – товщина стінки коробчастого (або трубчастого) профілю, м .

Жорсткість траверси перевіримо при згинанні та скручуванні профілю.

Умова жорсткості при згинанні під дією сили G

$$\Delta = \frac{GL^2}{48EI_{\text{тр}}} \leq [\Delta], \quad (7.14)$$

де Δ – найбільший прогин траверси, м ; E – модуль пружності, Па ; $I_{\text{тр}}$ – момент інерції поперечного перерізу траверси, м^4 ; $[\Delta]$ – допустимий прогин (для кантувачів та позиціонерів $[\Delta] = 5 \cdot 10^{-4}L$; для обертачів $[\Delta] = 2 \cdot 10^{-4}L$, де L підставляється в метрах).

Умова крутильної жорсткості під дією моменту $M_{\text{кр}}$

$$\varphi = \frac{M_{\text{кр}} L s}{8F_{\text{тр}}^2 E_0 \delta}, \quad (7.15)$$

де φ – найбільший кут закручування, град; $M_{кр}$ – визначається за формулою (7.13), Нм; s – довжина середньої лінії коробчастого (або трубчастого) профілю, м; E_0 – модуль зсуву (для сталі $E_0 = 0,8 \cdot 10^{11}$ Па); $F_{тр}$ – площа поперечного перерізу профілю, м²; $[\varphi]$ – допустимий кут закручування (для кантувачів та позиціонерів $[\varphi]^\circ = 15 \cdot 10^{-4} L$; для обертачів $[\varphi]^\circ = 5 \cdot 10^{-4} L$, де L підставляється в метрах).

Потужність приводу механізму нахилу визначається за тією ж формулою (7.9), що й для механізму обертання, але при цьому значення $M_{кр}$ та $M_{тр}$ знаходяться за розрахунковими формулами, наведеними в табл. 7.2.

7.2. Порядок проведення заняття

1. Ознайомитися з загальною конструкцією та кінематичними схемами приводів типового універсального обертача та основними формулами розрахунку його механізмів.

2. Отримати у викладача індивідуальне завдання з вихідними даними (див. дод. А, табл. А7).

3. Розрахувати за формулами табл. 7.1 значення всіх зусиль, діючих на шпindel обертача, що відповідають заданому варіанту розташування зубчастого колеса.

4. Розрахувати діаметр шпинделя на опорі А (формула (7.1)).

5. Розрахувати, використовуючи залежності (7.5), діапазон небезпечних кутів нахилу шпинделя $\pm \gamma$ та критичний кут $\alpha_{кр}$. (Для похиленого положення шпинделя порівняти значення робочого кута з критичним; зробити висновок).

6. Перевірити шпindel на міцність (формула (7.6)), жорсткість при згинанні (формула (7.7)) та крутінні (формула (7.8)), зробити висновки. У разі невиконання будь-якої умови збільшити діаметр шпинделя до мінімально необхідного.

7. Розрахувати (при наявності $M_{кр}$) за формулою (7.9) необхідну потужність приводу обертання планшайби (тертям у підшипниках привідного механізму знехтувати).

8. Розрахувати у першому наближенні (тертям у підшипниках знехтувати) за формулами табл. 7.2 параметри силового навантаження механізму нахилу універсального обертача, що відповідають заданому варіанту положення шпинделя. (Для похиленого положення шпинделя порівняти значення заданого кута нахилу з критичним; зробити висновок).

9. Розрахувати діаметр масивної цапфи поворотної траверси за формулою (7.10).

10. Розрахувати коефіцієнт $k_{тр}$, що враховує тертя у підшипниках цапфи, уточнити значення параметрів (див. табл. 7.2) та діаметра $d_{ц}$. Оцінити (у %) вплив тертя на результати розрахунку $d_{ц}$.

11. Перевірити за формулою (7.11) уточнений діаметр цапфи на міцність. Якщо умова не виконується, то збільшити діаметр цапфи до мінімально необхідного.

12. Розрахувати площу $F_{тр}$ і момент опору $W_{тр}$ поперечного прямокутного перерізу траверси.

13. Перевірити міцність траверси за еквівалентними напруженнями (формула (7.13)).

14. Перевірити жорсткість траверси при згинанні (формула (7.14)) та при крутінні (формула (7.15)).

15. У разі невиконання будь-якої з умов (7.13)–(7.15) збільшити розміри перерізу траверси до мінімально необхідних.

16. Розрахувати за формулою (7.9) необхідну потужність приводу механізму нахилу (вказівка: значення моментів $M_{кр} = M_{вт}$ та $M_{тр}$ взяти за результатами розрахунків відповідно до табл. 7.2, частоту повороту траверси n прийняти таку саму, як при розрахунку приводу обертання шпинделя).

Питання для самоперевірки

1. Які функції виконують універсальні зварювальні обертачі?
2. З яких конструктивних вузлів складається універсальний зварювальний обертач?
3. Чим принципово відрізняються приводи механізмів обертання та нахилу планшайби?
4. Як впливає місце розташування зубчастого колеса на методику розрахунку механізму обертання шпинделя?
5. Що розуміють під критичним кутом нахилу осі шпинделя? Якими параметрами розрахункової схеми визначається цей кут?
6. Які перевірки слід виконати при конструюванні шпинделя, поворотної траверси та цапф універсального зварювального обертача?
7. Якими параметрами визначається потужність приводів механізмів обертання та нахилу планшайби?



Практичне заняття № 8

Тема. Розрахунок ходової частини та механізму пересування зварювального візка

Мета: набути навичок розрахунку та конструювання ходової частини засобів переміщення зварювальних апаратів.

8.1. Короткі теоретичні відомості

Зварювальні візки є одним із найбільш поширених видів транспортних засобів для переміщення зварювальних апаратів. Зварювальні візки застосовують в установках для автоматичного зварювання колових та прямих швів будь-якої протяжності. Колові шви зварюються при нерухомо встановленому візку і обертанні виробу роликів, універсальним або іншим обертачем. Для зварювання прямолінійних поздовжніх швів використовують механізм пересування самого візка.

Конструкція шасі і ходової частини визначає тип зварювального візка: велосипедний, глгольний, порталний, мостовий (котюча балка) та спеціальний для обслуговування якихось окремих операцій. Принципово всі зварювальні візки побудовані однаково й обов'язково містять ходову частину і механізм пересування. Приводи механізму пересування можуть забезпечувати рух візка з робочою (регульованою) та/або маршовою (нерегульованою) швидкістю.

Зварювальний візок глагольного типу (рис. 8.1) є самохідними три- або чотириколісними шасі з встановленою на ньому вертикальною колоною.

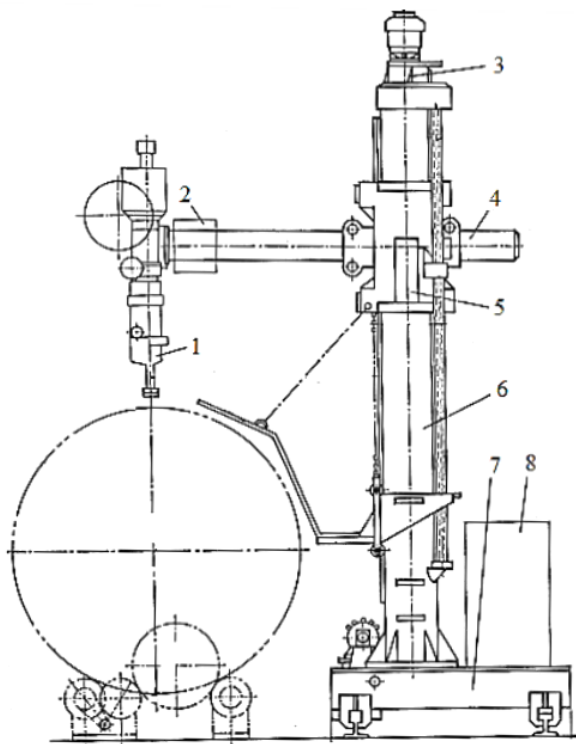


Рис. 8.1. Глагольний візок з виробом на роликовому стенді:

- 1 – зварювальна головка; 2 – пульт керування;
- 3 – механізм піднімання каретки; 4 – висувна штанга;
- 5 – каретка; 6 – колона; 7 – шасі; 8 – шафа апаратури керування

По колоні може пересуватися каретка з висувною горизонтальною консоллю-штангою, на кінці якої закріплюється зварювальна головка і пульт керування.

Метою розрахунку ходової частини і механізму пересування зварювального візка є розробка конструкції ходових коліс та параметрів електромеханічного приводу.

Основними вихідними даними для розрахунку служать:

- конструктивна схема візка;
- вага візка (у повному його спорядженні) G ;
- положення центра ваги при вибраній конструктивній схемі візка;
- матеріали обода ходового колеса та головки рейки (відповідні модулі пружності E_1 та E_2);
- форми поверхні рейки та ходових коліс;
- швидкість пересування візка v .

Розрахунок починають із визначення опорних реакцій ходових коліс. Необхідно вибрати найбільш не вигідне положення центру ваги G візка. Таке положення ЦВ часто відповідає розташуванню зварювальної головки на кінці висувної консолі – штанги, але можливі й інші варіанти. В розрахунковій схемі зварювального візка глгольного типу (рис. 8.2) ЦВ може займати два положення: поза колісною парою (ЦВ 1) та між колесами (ЦВ 2).

У першому випадку з рівняння моментів сил відносно лівої рейки

$$Q_1 = G \frac{l + l_1}{l}, \quad (8.1)$$

а з рівняння моментів сил відносно правої рейки

$$Q_2 = G \frac{l_1}{l}; \quad (8.2)$$

у другому випадку

$$Q_1 = G \frac{l - l_2}{l}; \quad (8.3)$$

$$Q_2 = G \frac{l_2}{l}. \quad (8.4)$$

Кожне з зусиль Q_1 та Q_2 сприймається двома ходовими колесами, що рухаються по одній рейці, і розподіляється пропорційно залежно від положення ЦВ візка в другій проекції по відношенню до рис. 8.2,*а*.

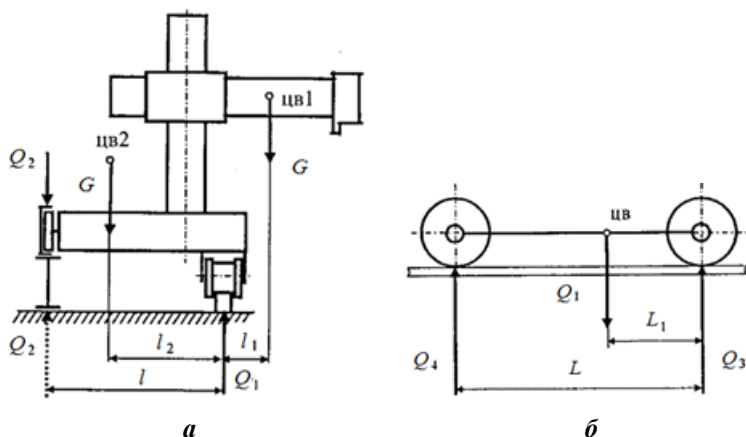


Рис. 8.2. Розрахункова схема
глагольного зварювального візка (*а*)
та розподіл зусиль на колеса одної рейки (*б*)

Відповідно до схеми на рис. 8.2,*б* ці зусилля розрахуємо як

$$Q_3 = Q_1 \frac{L - L_1}{L}; \quad (8.5)$$

$$Q_4 = Q_1 \frac{L_1}{L}. \quad (8.6)$$

Розподіл між колесами зусилля Q_2 розраховується аналогічно.

Для коліс, що перекочуються по клиноподібній рейці (рис. 8.3, *з, д*), розраховується нормальний тиск S на грані рейки від вертикальної реакції Q :

$$S = \frac{Q}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}, \quad (8.7)$$

де α – кут клина.

Виходячи з розрахункових сил Q_i , діючих на ходові колеса, далі вибираємо діаметри коліс та визначаємо діаметри їх валів і осей. Як правило, в глгольних і велосипедних візках привідним є одне з задніх ходових коліс, тому воно сприймає все зусилля Q_2 , решта коліс – холості (непривідні). Для вибору діаметрів коліс можна скористатися наступними рекомендаціями (табл. 8.1).

Таблиця 8.1. Вибір діаметрів ходових коліс

Діаметр колеса $D_{х.к.}$, мм	Допустиме навантаження на колесо $[Q]$, кН						
	0,32	0,63	1,25	2,50	5,00	10,00	20,00
160	–	+	+	+	–	–	–
250	–	–	+	+	+	–	–
320	–	–	–	+	+	+	–
400	–	–	–	–	+	+	+
500	–	–	–	–	–	+	+

Ширину обода ходових коліс при конструюванні ходової частини зварювальних візків часто визначають на підставі перевірки розрахунком на контактні напруження. При цьому розрізняють колеса з лінійним контактом, коли циліндричний обід котиться по плоскій рейці (див. рис. 8.3, *а, б*); з точковим контактом, обід яких виконаний по сфері з радіусом r_2

(див. рис. 8.3,б); двоконусні колеса з лінійним контактом (див. рис. 8.3,г) та двоконусні колеса з точковим контактом із клиноподібною рейкою (див. рис. 8.3,д).

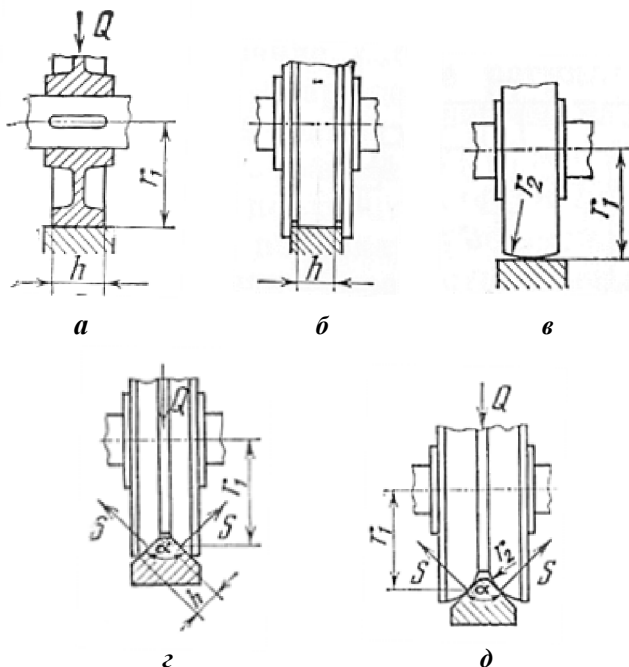


Рис. 8.3. Розрахункові схеми ходових коліс

За розрахованими навантаженнями та прийнятими розмірами ходових коліс перевіряємо міцність коліс на контактні напруження:

при точковому контакті

$$\sigma_{\text{еф}} = k k_f \sqrt[3]{\frac{P E^2}{R_1^2}} \leq [\sigma_{\text{еф}}] \quad (8.8)$$

при лінійному контакті

$$\sigma_{\text{еф}} = 0,167k_f \sqrt{\frac{PE}{hr_1}} \leq [\sigma_{\text{еф}}], \quad (8.9)$$

де k – коефіцієнт, який залежить від співвідношення $\frac{R_2}{R_1} < 1$ (тут

R_1 – більший, а R_2 – менший з радіусів r_1 або r_2 (див. рис. 8.3)), м. Значення k приймається згідно з табл. 8.2; k_f – коефіцієнт, що враховує режим роботи візка (при середньому режимі $k_f = 1,05$; при важкому $k_f = 1,1$); h – ширина контактної

поверхні, м; $E = \frac{2E_1E_2}{E_1E_2}$ – приведений модуль пружності, Па

(E_1 і E_2 модулі пружності матеріалу обода колеса та головки рейки відповідно. Для сталі приймають $E = (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^{11}$ Па); P – максимальне навантаження на ходове колесо, Н; $[\sigma_{\text{еф}}]$ – допустиме значення контактних напружень, МПа.

Таблиця 8.2. Залежність коефіцієнта k від співвідношення радіусів R_2/R_1

R_2/R_1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
k	0,280	0,190	0,145	0,130	0,119	0,111	0,105	0,099	0,095	0,090

Як навантаження P у формулах (8.8) і (8.9) слід приймати величину $P = k_{\text{н}} P_{\text{с}}$, де $P_{\text{с}}$ – максимальне навантаження на обід ходового колеса (для плоскої рейки $P_{\text{с}} = Q_{\text{max}}$, для клиноподібної $P_{\text{с}} = S_{\text{max}}$).

Допустиме значення контактних напружень вибирається залежно від твердості НВ обода колеса та терміну експлуатації візка. Так, зокрема, при середньому режимі роботи та терміні експлуатації візка 10 років $[\sigma_{\text{еф}}] = (1,5 \dots 2,0) \text{НВ}$, МПа.

Можливо також визначити допустимі контактні напруження як $[\sigma_{\text{эф}}] = (0,7 \dots 0,9)\sigma_{\text{Т}}$.

Діаметри осей холостих коліс визначають за схемою розрахунку на міцність при згинанні двоопорної шарнірно опертої балки, навантаженої зосередженою силою посередині прольоту:

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{2,5Ql_o}{[\sigma]}}, \quad (8.10)$$

де Q – максимальна реакція колеса, Н; l_o – відстань між підшипниками осі, м; $[\sigma]$ – допустимі напруження для матеріалу осі колеса (див. дод. Б), МПа.

Діаметр вала ходового колеса розраховують як суму дій згинального моменту $M_{\text{зг}}$ та крутного моменту $M_{\text{кр}}$.

Згинальний момент

$$M_{\text{зг}} = \frac{Ql_{\text{в}}}{4}; \quad (8.11)$$

крутний момент

$$M_{\text{кр}} = W_{\text{п}} \frac{D_{\text{х.к.}}}{2i_o}, \quad (8.12)$$

де $l_{\text{в}}$ – відстань між підшипниками вала, м; $D_{\text{х.к.}}$ – діаметр ходового колеса (прийнятий згідно з табл. 8.1), м; i_o – загальне передавальне число приводу пересування візка, залежить від конкретної конструкції приводу (у навчальних розрахунках можна приймати в межах $i_o = 10 \dots 100$); $W_{\text{п}}$ – опір пересуванню візка по рейках, Н.

Опір $W_{\text{п}}$ є підсумковим опором усіх ходових коліс візка і для усталеного руху, коли відсутні сили інерції, він визначається за формулою

$$W_{\Pi} = \sum_{i=1}^n Q_i k_p \frac{f_{\Pi} d + 2\mu_k}{D_{x,k}}, \quad (8.13)$$

де n – кількість ходових коліс; Q_i – навантаження на кожне колесо, Н; k_p – коефіцієнт, який враховує тертя реборд колеса об головку рейки або додаткове тертя двоконусних коліс через різницю в діаметрах конічної поверхні кочення (приймається $k_p = 2,5$); f_{Π} – коефіцієнт тертя в підшипниках ($f_{\Pi} = 0,1$ – для підшипників ковзання; $f_{\Pi} = 0,015$ – для кулькових та роликових підшипників); d – діаметр вала або осі в місці посадки підшипників (у першому наближенні можна прийняти $d = d_o$); μ_k – коефіцієнт тертя кочення, м (для сталевих коліс з циліндричним ободом призначається згідно з табл. 8.3).

Таблиця 8.3. Значення коефіцієнта тертя кочення $\mu_k \cdot 10^4$ для сталевих коліс

Тип обода	Діаметр ходового колеса, мм	
	160...320	400...500
Циліндричний	3	5
Сферичний	4	6

Розрахунковий діаметр вала ходових коліс

$$d_v = \sqrt[3]{\frac{M_e}{0,1[\sigma]}}, \quad (8.14)$$

де $M_e = \sqrt{M_{zg}^2 + M_{kp}^2}$ – еквівалентний розрахунковий момент на валу, Нм; $[\sigma]$ – допустимі напруження для матеріалу вала колеса (див. дод. Б), МПа.

При проєктуванні візка знайдене значення діаметра вала d_v слід порівняти з попередньо вибраним d . Якщо різниця ста-

новитиме більше 5 %, то розрахунок слід виконати в другому наближенні.

Потужність приводного двигуна при усталеному русі візка можна розрахувати за такими формулами:

$$N = \frac{W_{\text{п}} v}{\eta_0} \quad (8.15)$$

або

$$N = \frac{M_{\text{кр}} \omega}{\eta_0}, \quad (8.16)$$

де v – швидкість пересування візка (зварювальна $v_{\text{зв}} = 0,3 \dots$

$1,3$ м/хв, маршова $v_{\text{м}} = 13$ м/хв), м/с; $\omega = \frac{\pi n}{30}$ – кутова

швидкість привідного колеса, с^{-1} ($n = \frac{v}{\pi D_{\text{х.к.}}}$, об/хв); η_0 – за-

гальний ККД механізму пересування від ходового колеса до вала електродвигуна (значення η_0) визначається конкретною конструкцією механізму, орієнтовно можна прийняти $\eta_0 = 0,8 \dots 0,9$).

Заключним етапом розрахунку механізму пересування зварювального візка є перевірка запасу зчеплення ходового колеса з рейкою. Такий розрахунок виконують у випадку, коли ведучі ходові колеса мають найменше навантаження і, відповідно, коли сила їх зчеплення з рейкою також мінімальна. Для схеми візка з висувною консолю (див. рис 8.2, *а*) ці умови настають при $l_2 = l_{2\text{max}}$ або $l_1 = l_{1\text{min}}$ та при порожніх флюсовому бункері й катушці для електродного дроту.

Запас зчеплення при усталеному русі візка буде забезпечений, якщо

$$k_{зч} = \frac{\psi Q_{\min}}{W_{\pi}} \geq 2, \quad (8.17)$$

де ψ – коефіцієнт зчеплення привідного колеса з рейкою (для сталевих коліс $\psi = 0,15$); $Q_{\min}$ – найменший підсумковий тиск ведучих коліс на рейку (для клиноподібних рейок $Q_{\min} = 2S_{\min}$).

8.2. Порядок проведення заняття

1. Ознайомитися з загальною конструкцією зварювального візка глгольного типу та основними формулами його розрахунку.

2. Отримати у викладача індивідуальне завдання з вихідними даними (див. дод. А, табл. А8).

3. Розрахувати опорні реакції ходових коліс, використовуючи відповідні формули (8.1)–(8.4).

4. Розрахувати зусилля, що сприймаються кожним колесом візка (формули (8.5)–(8.7)), та визначити найменше і найбільше навантаження на колесо.

5. Порівняти знайдене найбільше навантаження з допустимим значенням (див. табл. 8.1) та вибрати діаметр ходових коліс.

6. Перевірити міцність коліс на контактні напруження (формули (8.8) або (8.9)), прийнявши матеріал колеса та рейки однаковим з характеристиками: $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па, $\sigma_T (\sigma_{0,2}) = 800$ МПа; зробити висновки.

7. Розрахувати діаметр осей за формулою (8.10).

8. Розрахувати згинальний (формула (8.11)), крутний (формула (8.12)), еквівалентний моменти, опір пересуванню візка (формула (8.14)), еквівалентний момент та діаметр вала (формула (8.14)) привідних коліс.

9. Розрахувати потужність привідного двигуна при установленому русі візка за формулою (8.15).

10. Перевірити виконання умови забезпечення запасу зчеплення ходового колеса з рейкою при усталеному русі візка (формула (8.17)); зробити висновки.

Питання для самоперевірки

1. З яких конструктивних вузлів та механізмів складається зварювальний візок?

2. Які вихідні дані необхідні для розрахунку ходової частини та механізму пересування візка?

3. З якою метою виконують перевірку ходових коліс візка на контактні напруження?

4. Чим відрізняються розрахункові схеми при визначенні діаметра осі і вала візка?

5. У яких випадках виникає необхідність перевірки на запас зчеплення привідного колеса зварювального візка з рейкою?



СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гитлевич А. Д., Этингоф Л. А. Механизация и автоматизация сварочного производства. 2-е изд., перераб. Москва : Машиностроение, 1979. 280 с.
 2. Драган С. В. Сборник задач по расчету механического сварочного оборудования. Николаев : НКИ, 1993. 41 с.
 3. Карпенко А. С. Технологічна оснастка у зварювальному виробництві : навч. посіб. Київ : Арістей, 2005. 268 с.
 4. Севбо П. И. Конструирование и расчет механического сварочного оборудования. Київ : Наук. думка, 1978. 400 с.
-

ДОДАТКИ

Таблиця А1. Індивідуальні завдання до практичного заняття № 1

Номер варіанта	Найменування виробу	Номер креслення	Габаритні розміри $L \times B \times H$, мм
1	Кожух	662с-936	$178 \times 178 \times 227,5$
2	Напрямна	664с-702	$952 \times 260 \times 153$
3	Стояк	672с-600	$280 \times 250 \times 214$
4	Кронштейн	1-301854	$1079 \times 500 \times 562$
5	Упор	1-302016	$1100 \times 800 \times 400$
6	Підхват	1-184129	$590 \times 695 \times 835$
7	Кронштейн	2-378839	$500 \times 940 \times 390$
8	Кронштейн	2-387093	$325 \times 425 \times 410$
9	Балка	2-387917	$2060 \times 276 \times 340$
10	Кронштейн	2-390072	$985 \times 500 \times 425$
11	Балка	2-394856	$2412 \times 400 \times 500$
12	Опора	2-396060	$500 \times 650 \times 450$
13	Кронштейн	2-399513	$800 \times 600 \times 270$
14	Стояк	6-19544	$200 \times 240 \times 235$
15	Рама	8-78070	$1630 \times 1040 \times 550$
16	Настил	8-78310	$1630 \times 1040 \times 550$

Таблиця А2. Індивідуальні завдання до практичного заняття № 2

Номер варіанта	Розрахункова схема	Матеріал	Товщина листа δ , мм	Радіус випуклини r , м	Стрілка прогину випуклини f , мм	Кутова деформація $\lg \beta$	Плече сили притискання l , мм
1	Рис. 2.1, а	Ст.20кп	2	0,20	100	—	—
2		ВСт.3сп	3	0,22	50	—	—
3		09Г2С	4	0,24	300	—	—
4		12ГС	5	0,26	160	—	—
5		14Г2	2	0,28	48	—	—
6		10ХСНД	3	0,3	200	—	—
7		АМг5 (1550)	4	0,32	56	—	—
8		АМг61 (1561)	5	0,34	130	—	—
9	Рис. 2.1, б	Ст.20кп	6	—	—	0,02	45
10		ВСт.3сп	7	—	—	0,024	50
11		09Г2С	8	—	—	0,026	55
12		12ГС	9	—	—	0,028	60
13		14Г2	6	—	—	0,03	65
14		10ХСНД	7	—	—	0,021	45
15		АМг5 (1550)	8	—	—	0,025	50
16		АМг61 (1561)	9	—	—	0,027	60

2 Таблица А3. Індивідуальні завдання до практичного заняття № 3

Номер варіанта	Розрахункова схема	Матеріал	Розміри елементів балки, мм		Довжина балки L , м	Спосіб зварю- вання	Тип шва	Катет шва k , мм	Плече a сили Q_1 , м	Кутова деформація полиці β , рад
			стіжка $s_{ст} \times h_{ст}$	полиця $s_{пл} \times b_{пл}$						
1	Рис. 3.1,а	Ст.20кп	10×500	16×300	5	А	Однобічний	7	—	—
2		Ст.3сп	10×600	16×320	6	Р	Двобічний	7	—	—
3		09Г2С	12×700	16×280	7	М	Однобічний	8	—	—
4		12ГС	12×800	18×340	8	А	Однобічний	8	—	—
5	Рис. 3.1,б	14Г2	10×500	16×300	9	Р	Двобічний	6	—	—
6		10ХСНД	10×600	16×320	10	М	Однобічний	6	—	—
7		АМг5 (1550)	12×700	16×280	11	А	Двобічний	7	—	—
8		АМг61 (1561)	12×800	18×340	12	Р	Однобічний	7	—	—
9	Рис. 3.1,в	Ст.20кп	10×500	16×300	3	М	Двобічний	8	1,0	—
10		Ст.3сп	10×600	16×320	4	А	Однобічний	8	1,2	—
11		09Г2С	12×700	16×280	5	Р	Однобічний	9	1,5	—
12		12ГС	12×800	18×340	6	М	Двобічний	9	1,7	—
13	Рис. 3.2,б	14Г2	—	16×300	9	—	Двобічний	—	—	0,04
14		10ХСНД	—	16×320	10	—	Однобічний	—	—	0,03
15		АМг5 (1550)	—	16×280	11	—	Однобічний	—	—	0,03
16		АМг61 (1561)	—	18×340	12	—	Однобічний	—	—	0,04

Позначення: А – автоматичний; М – механізований; Р – ручний способи зварювання.

Таблиця А4. Індивідуальні завдання до практичного заняття № 4

Номер варіанта	Розрахун- кова схема	Матеріал	Геометричні параметри оболонки			Зазор або зміщення Δ , мм	Центральний кут непри- лягання оболонки до ребра жорст- кості α , град	Крок встанов- лення ребер жорсткості, мм
			діаметр D , м	довжина L , м	товщина δ , мм, та (або) номер профілю р. ж. за ГОСТ 21937/ Пер. 3:1990, ДСТУ EN 10067:2006			
1	Рис. 4.1,а	Ст.20кп	1,0	2,5	8	60	—	—
2		Ст.3сп	1,2	3,5	10	100	—	—
3		09Г2С	1,6	—	№ 12	150	—	—
4		12ГС	2,0	—	№ 16а	175	—	—
5	Рис. 4.1,б	14Г2	1,6	1,5	6	40	—	—
6		10ХСНД	1,8	2,0	8	60	—	—
7		АМг5 (1550)	2,2	2,5	10	80	—	—
8		АМг61 (1561)	2,4	3,0	12	100	—	—
9	Рис. 4.1,в	Ст.20кп	4,0	—	6 + № 10	8	20	0,35
10		Ст.3сп	4,5	—	8 + № 16а	10	25	0,40
11		09Г2С	5,0	—	10 + № 20а	12	30	0,55
12		12ГС	5,5	—	12 + № 24а	16	35	0,70
13	Рис. 4.1,г	14Г2	1,0	1,5	8	50	—	—
14		10ХСНД	1,5	2,0	10	70	—	—
15		АМг5 (1550)	2,0	2,5	12	90	—	—
16		АМг61 (1561)	2,5	3,0	14	110	—	—

Таблиця А5. Індивідуальні завдання до практичного

Номер варіанта	Розрахункова схема	Матеріал зварного виробу	Спосіб зварювання	Розміри елементів перерізу балки, мм		Довжина балки L , м	Товщина полотна δ або катет поясного шва k , мм	Розміри, мм (від до розрахун		
				стінка $s_{ст} \times h_{ст}$	полиця $s_{п} \times b_{п}$			l	l_0	l_1
1	Рис. 5.2	Ст.20кп	А	–	–	–	7	700	70	100
2		Ст.3сп	А	–	–	–	8	750	100	120
3		09Г2С	А	–	–	–	9	650	70	140
4		12ГС	А	–	–	–	8	600	85	90
5		14Г2	А	–	–	–	7	700	75	110
6		10ХСНД	А	–	–	–	6	750	60	130
7		Ст.3сп	А	–	–	–	6	650	50	120
8		09Г2С	А	–	–	–	7	600	55	100
9	Рис. 5.4	Ст.20кп	А	6×400	10×200	6	7	100	–	140
10		Ст.3сп	Р	8×500	12×250	5	8	190	–	270
11		09Г2С	Р	9×700	14×300	4	6	225	–	320
12		12ГС	А	7×700	11×250	8	8	184	–	260
13		14Г2	А	6×500	12×300	7	7	225	–	320
14		10ХСНД	А	5×600	10×200	9	6	260	–	230
15		АМг5 (1550)	Р	6×600	10×250	6	6	197	–	280
16		АМг61 (1561)	Р	8×700	12×270	4	7	212	–	300

Позначення: А – автоматичний; Р – ручний або механізований.

заняття № 5

повідно кової схеми)					Кут нахилу важеля α , град	Робочий тиск повітря або рідини, МПа			Хід клавішів l_{κ} , мм	Товщина клавішів δ_{κ} або важелів $\delta_{\text{в}}$, мм	Матеріал клавішів або важелів/осей шарнірів
l_2	l_3	a	b	L		у пневмошлангу	у пневоциліндрі	у гідроциліндрі			
140	190	–	–	–	–	1,6	–	–	45	16	45
150	200	–	–	–	–	2,2	–	–	50	20	35
120	180	–	–	–	–	2,2	–	–	55	18	30
100	150	–	–	–	–	2,2	–	–	45	20	40X
130	170	–	–	–	–	1,6	–	–	40	12	45
120	190	–	–	–	–	1,0	–	–	45	20	35
100	180	–	–	–	–	2,2	–	–	70	16	30
100	160	–	–	–	–	1,6	–	–	60	14	40X
300	200	200	100	108	7	–	0,63	2,5	–	16	09Г2С/45
350	235	250	90	187	7	–	1,6	2,5	–	16	Ст.3сп/35
450	250	260	70	211	10	–	0,63	6,2	–	20	12ГС/30
425	275	240	80	186	20	–	1,6	2,5	–	20	09Г2С/40X
375	200	200	90	161	20	–	0,63	2,5	–	18	Ст.3сп/45
400	270	240	100	103	15	–	2,5	1,6	–	14	12ГС/35
400	300	200	80	129	15	–	1,6	1,6	–	20	09Г2С/30
450	300	220	90	148	25	–	1,6	2,5	–	18	Ст.3сп/40X

6 Таблица А6. Индивидуальные задания до практического занятия № 6

Номер варианта	Параметры výroby			Параметры стeндa								Тип підшипника	Тип ролика
	Диаметр D , м	Вaгa G , кН	Екcтpентриситeт ϵ , м	α , гpад	Кількiсть роликiв у ряду	i_p , шт.	Частота обертання привiдного вaгa n , об/хв	Диаметр роликiв D_p , мм	Маркa стaлi oci	Вiдстaнь l_1 (бi) мiж пiдшипт- никами вaгa	(oсi) ролика, мм		
1	2,5	7,0	0	55	3	3	0,4	410	Ст.30	200		Кв	С
2	2,6	7,5	0,2	60	4	4	0,6	420	Ст.35	300		Кч	Г
3	2,7	8,0	0,4	65	3	3	0,8	430	Ст.45	250		Кч	С
4	2,8	8,5	0,6	70	3	3	1,0	440	40Х	200		Кв	Г
5	2,9	9,0	0,6	75	4	4	1,2	450	40ХН	250		Кв	С
6	3,0	9,5	0,4	80	4	4	1,4	522	Ст.45	200		Кв	Г
7	3,5	10,0	0,2	85	3	3	1,6	522	Ст.30	250		Кч	С
8	4,0	10,5	0	90	3	3	1,8	530	Ст.35	300		Кв	Г
9	2,5	7,0	0	90	3	3	2,0	540	40Х	250		Кч	С
10	2,6	7,5	0,4	85	4	4	1,8	550	40ХН	200		Кв	Г
11	2,7	8,0	0,6	80	4	4	1,6	522	Ст.45	250		Кч	С
12	2,8	8,5	0,2	75	2	2	1,4	450	Ст.30	300		Кв	Г
13	2,9	9,0	0	70	2	2	1,2	440	Ст.35	250		Кв	С
14	3,0	9,5	0	65	3	3	1,0	430	40Х	200		Кч	Г
15	3,5	10,0	0,4	60	3	3	0,8	420	40ХН	300		Кч	С
16	4,0	10,5	0,6	55	4	4	0,6	410	Ст.45	250		Кв	Г

Позначення: С – сталевий ролик; Г – ролик з гумовим покриттям; Кч – підшипник кочення; Кв – підшипник ковзання.

Таблиця А7. Індивідуальні завдання до практичного заняття № 7

Характеристики універсального обертача																																						
Параметри виробу				Параметри механізму обергання планшайби								Параметри механізму нахилу планшайби																										
Номер варіанта	Вага G, кН			Екцентриситет ЦВ e, м	Відстань від ЦВ до опори A h, м	Характер застосування пристрою			Розташування зубчастого колеса (варіант за табл. 7.1)			Радіус зубчастого колеса R, м		Відстань від зубчастого колеса до опори (див. рис. 7.4,б), м		Відстань між опорами A і B l, м		Частота обергання шпінделя n, об/хв		Матеріал шпінделя		Положення шпінделя у просторі згідно з рис. 7.5 (кут нахилу α°)		Відстань між опорами цапф L, м		Довжина опорної частини цапфи l ₁ , мм		Відстань від ЦВ виробу до осі повороту траверси h ₁ , м		Радіус зубчастого сектора R ₁ , м		Розміри передізу траверси H×B×δ, мм		Тип підшипників цапф				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18																				
	1	0,7	0,1	0,8	П	III (α = 90°, β = 0°)	0,15	K ₂ = 0,35	0,5	20,0	45	Г	0,7	100	0,6	0,5	80×80×5	Кч																				
	2	0,8	0,2	1,0	К	II (α = 90°, β = 0°)		K ₁ = 0,4	0,6	10,0	40Х	Г	0,9		1,2	0,8	0,5	100×80×6	Кв																			
	3	0,9	0,3	1,2	О	I (α = 90°, β = 0°)		K = 0,2	0,5	0,25	40ХН	Г	1,2		1,1	0,6	120×100×10	Кч																				

8 Продовж. табл. А7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
4	1,1	0,3	1,0	О	I ($\alpha = \alpha_{кр},$ $\beta = 90^\circ$)	150	—	0,4	6,0	35	Пх (75°)	1,3	100	1,3	0,6	140×140×10	Кв
5	1,3	0,4	1,1	К	II ($\alpha = 90^\circ,$ $\beta = 0^\circ$)			1,0	4,0	45	Г	1,5		1,5	0,7	110×80×8	Кч
6	1,2	0,5	1,3	О	III ($\alpha = \alpha_{кр},$ $\beta = 90^\circ$)			0,2	0,15	40X	Пх (60°)	1,7		0,7	0,7	120×90×10	Кв
7	1,5	0,6	1,0	П	III ($\alpha = 90^\circ,$ $\beta = 0^\circ$)	0,25	K ₂ = 0,2	0,4	3,0	40XH	Г	1,9	120	0,9	0,5	180×120×10	Кч
8	0,7	0,2	0,5	О	II ($\alpha = \alpha_{кр},$ $\beta = 90^\circ$)			0,5	14,0	35	Пх (45°)	0,7		0,4	0,5	150×120×12	Кв
9	0,8	0,3	0,6	О	I ($\alpha = 90^\circ,$ $\beta = 0^\circ$)			0,3		45	Г	0,9		0,5	0,6	150×100×8	Кч
10	0,9	0,3	0,4	П	III ($\alpha = \alpha_{кр},$ $\beta = 90^\circ$)		—	0,4	8,0	40X	Пх (30°)	1,2		0,6	0,6	90×60×6	Кв
11	1,0	0,4	1,0	К	II ($\alpha = 90^\circ,$ $\beta = 0^\circ$)			1,2	6,0	40XH	Г	1,3		0,7	0,7	130×90×8	Кч

12	1,1	0,5	0,7	О	I ($\alpha = 90^\circ$, $\beta = 0$)		$K = 0,2$	0,4	0,2	35	Г	1,5	0,8	0,7	130×100×10	Кв
13	1,2	0,1	1,0	П	I ($\alpha = \alpha_{кр}$, $\beta = 90^\circ$)		—	1,0	4,0	45	Пх (25°)	1,7	0,9	0,8	150×90×8	Кч
14	1,3	0,2	0,8	К	II ($\alpha = \alpha_{кр}$, $\beta = 90^\circ$)		—	1,0	3,0	40Х	Пх (15°)	1,9	1,0	0,9	180×140×10	Кв
15	0,8	0,3	0,7	О	III ($\alpha = \alpha_{кр}$, $\beta = 90^\circ$)		—	0,6	0,5	40ХН	Пх (30°)	0,7	0,7	0,8	100×100×7	Кч
16	0,9	0,3	0,5	О	I ($\alpha = \alpha_{кр}$, $\beta = 90^\circ$)		—	0,8	0,3	35	Пх (25°)	0,9	0,5	0,9	120×100×8	Кв

Примітки. 1. Позначення: О – обертач; П – позиціонер; К – кантувач; Г – горизонтальне положення; Пх – похиле положення; Кч – підшипник кочення; Кв – підшипник ковзання. 2. Матеріал шпинделя і цапф траверси однаковий, матеріал траверси ВСг.3сп.

100 Таблиця А8. Індивідуальні завдання до практичного заняття № 8

Номер варіанта	Вага візка у повному спорядженні G, кН	Повідкість перекування візка v, м/хв	Ширина колії l, м	База шасі L, м	Координати ЦВ візка, м			Форма поверхні		Параметри ходового колеса				
					l1 (рис. 8.2,a)	b (рис. 8.2,a)	L1 (рис. 8.2,b)	Рейки (кут клина при клиноподібній поверхні)	Ходового колеса	Радіус поверхні обода r2, мм	Ширина обода h, мм	Відстань між підшипниками осі (l0) або вага (W), мм	Матеріал осі (вага)	Тип підшипників
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	10,0	1,6	1,2	0,8	0,8	—	0,3	П	Ц	200	80	100	Ст.30	Кв
2	12,0	13,0	1,4	1,0	—	1,6	0,4	К (90°)	С	300	—	110	Ст.35	Кч
3	15,0	0,8	1,6	1,1	0,5	—	0,5	К (80°)	С	180	—	90	Ст.45	Кч
4	13,0	1,3	1,8	1,3	0,7	—	0,6	П	Ц	—	100	120	40Х	Кв
5	11,0	0,7	2,0	1,4	—	1,7	0,7	К (100°)	Ц	—	90	100	40ХН	Кч
6	8,0	1,0	2,0	1,4	1,5	0,8	К (70°)	С	180	—	—	110	Ст.30	Кч
7	4,5	13,0	1,8	1,3	1,2	—	0,7	К (90°)	Ц	—	80	90	Ст.35	Кч
8	6,5	1,8	1,6	1,1	1,4	—	0,6	П	Ц	—	90	100	Ст.45	Кв
9	3,7	10,0	1,8	1,3	—	0,8	0,5	К (100°)	С	200	—	110	40Х	Кв
10	8,5	13	2,0	1,4	—	1,0	0,4	П	Ц	—	100	120	40ХН	Кв
11	10,0	0,8	1,4	1,0	1,5	—	0,3	К (90°)	Ц	—	90	110	Ст.30	Кч
12	3,5	13,0	1,6	1,1	1,3	—	0,4	К (80°)	Ц	—	80	100	Ст.35	Кв
13	4,5	0,5	1,6	1,1	—	0,9	0,5	П	С	300	—	120	Ст.45	Кч
14	6,6	13,0	2,0	1,4	—	0,7	0,6	К (90°)	Ц	—	90	120	40Х	Кч
15	11,5	1,5	1,6	1,1	1,2	—	0,7	К (70°)	С	200	—	110	40ХН	Кв
16	12,5	13,0	1,8	1,3	0,5	—	0,8	П	Ц	—	100	100	Ст.30	Кв

Примітки. 1. Позначення поверхні: П – плоска, К – клиноподібна, С – сферична; Ц – циліндрична.
2. Позначення типу підшипника: Кч – кочення; Кв – ковзання.

Додаток Б

Таблиця Б1. Механічні властивості та призначення деяких конструкційних матеріалів

Марка матеріалу	Механічні властивості			Область використання
	Границя текучості σ_t або $\sigma_{0,2}$, МПа	Допустимі напруження при навантаженні, МПа		
		Статичний розтяг	Знакозмінне згинання або складне навантаження (згинання та крутіння)	
Ст20кп	225	125	—	Зварні конструкції
ВСт3сп	240	160	—	
09Г2С	340	225	—	
12ГС	315	210	—	
14Г2	330	220	—	
10ХСНД	390	260	—	
АМг5 (1550)	270	180	—	
АМг61 (1561)	320	215	—	
30	300	200	60...80	Втулки, осі, шестірні, упори і т. п.
35	320	210	70...90	Вали, осі, втулки, осі, шестірні, штоки і т. п.
45	390	260	80...100	
40Х	590	400	90...110	Втулки, валики, важелі, осі і т. п.
40ХН	590	400	95...115	Шатуни, болти, вали і т. п.

Таблиця В1. Геометричні характеристики несиметричного штабобульбового профілю (вибірка з ДСТУ EN 10067:2006)

Номер профілю	Розміри перерізу, мм			Геометричні характеристики	
	висота	ширина полиці	товщина стінки	площа поперечного перерізу, см ²	власний момент інерції, см ⁴
1	2	3	4	5	6
6	60	19	5,0	4,28	14,60
8	80	22	5,0	5,84	35,98
10	100	26	6,0	8,63	83,45
12	120	30	6,5	11,13	157,36
14a	140	33	7,0	14,05	271,51
14б	140	35	9,0	16,85	324,11
16a	160	36	8,0	17,94	452,07
16б	160	38	10,0	21,11	531,10
20a	200	44	10,0	27,36	1083,40
20б	200	46	12,0	31,36	1236,10
24a	240	52	12,0	38,75	2217,00
24б	240	54	14,0	43,55	2478,80

Додаток Г

Таблиця Г1. Розміри (мм) рукавів напірних з текстильним каркасом (вибірка з ГОСТ 18698–79/Пер.1:2005)

Внутрішній діаметр, мм		Робочий тиск, МПа							
		0,63				1,0			
		Зовнішній діаметр				Зовнішній діаметр			
		з комбінованою тканиною		з бавовно-паперовою тканиною		з комбінованою тканиною		з бавовно-паперовою тканиною	
Номінальний	Граничне відхилення	Номінальний	Граничне відхилення	Номінальний	Граничне відхилення	Номінальний	Граничне відхилення	Номінальний	Граничне відхилення
10,00	±0,50	–	–	–	–	22	±2	23	±2
12,50						23		25	
16,00	±0,75	27	±2	27	±2	28		29	
20,00		31		33		33		33	
25,00	±1,25	36		38		40		42	
31,50		43		47		47		51	
40,00	±1,50	53	±3	57	±3	57	±3	59	±3
50,00		64		69		69		73	
63,00		79		85		85		92	

Таблиця Г2. Характеристики рукавів пожежних напірних (вибірка з ДСТУ 3810–98/Пер.1:2005)

Тип рукава	Марка рукава	Внутрішній діаметр, мм	Робочий тиск, МПа	Маса 1 п. м, кг
Т	32Т	32±1	2,0	0,25
	38Т	38±1	2,2	0,35
	51Т	51±1	1,6...2,2	0,45
	66Т	66±1	1,6	0,55
	77Т	77±1	1,6...2,2	0,65
	100Т	100±1	1,6	1,10
	150Т	150±1	2,0...2,2	1,75
К	51К	51±1	1,0	0,45
КП	51КП	51±1	1,2	0,45

**Таблиця Д1. Діаметр циліндра, мм (вибірка з ГОСТ 6540–68/
Пер. 4:1991)**

Основний ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	320	400	500
Додатковий ряд	45	56	70	90	110	140	180	220	280	360	450	560

**Таблиця Д2. Хід поршня, мм (вибірка з ГОСТ 6540–68/
Пер. 4:1991)**

Основний ряд	40	50	63	80	–	160	200	250	320	400	500	630
Додатковий ряд	–	56	70	90	140	180	220	280	360	450	560	710

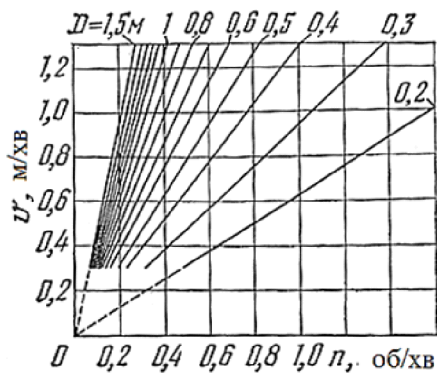


Рис. Е1. Номограма для визначення числа обертів універсального обертача залежно від швидкості зварювання v та діаметра кільцевого шва D [4]

ЗМІСТ

Вступ	3
Практичне заняття № 1. Розробка принципової схеми складально-зварювального пристрою	5
1.1. Короткі теоретичні відомості	5
1.2. Порядок проведення заняття	12
Практичне заняття № 2. Розрахунок зусиль, що діють у стендах для виготовлення листових конструкцій	14
2.1. Короткі теоретичні відомості	14
2.2. Порядок проведення заняття	17
Практичне заняття № 3. Розрахунок зусиль, що діють у кондукторах для виготовлення таврових балок	20
3.1. Короткі теоретичні відомості	20
3.2. Порядок проведення заняття	26
Практичне заняття № 4. Розрахунок зусиль, що діють у при- строях для складання кілець та оболонок	28
4.1. Короткі теоретичні відомості	28
4.2. Порядок проведення заняття	31
Практичне заняття № 5. Розрахунок затискних пристроїв складально-зварювальних стендів та кондукторів	34
5.1. Короткі теоретичні відомості	34
5.2. Порядок проведення заняття	47
Практичне заняття № 6. Розрахунок роликових зварюваль- них стендів	51
6.1. Короткі теоретичні відомості	51

6.2. Порядок проведення заняття	57
Практичне заняття № 7. Розрахунок механізмів універсального зварювального обертача	59
7.1. Короткі теоретичні відомості	59
7.2. Порядок проведення заняття	73
Практичне заняття № 8. Розрахунок ходової частини та механізму пересування зварювального візка	76
8.1. Короткі теоретичні відомості	76
8.2. Порядок проведення заняття	86
Список літератури	88
Додатки	89



Навчальне видання

ДРАГАН Станіслав Володимирович

**РОЗРАХУНКИ ВУЗЛІВ
І МЕХАНІЗМІВ
СКЛАДАЛЬНО-ЗВАРЮВАЛЬНОЇ
ОСНАСТКИ**

Навчальний посібник

Редактор *А. О. Максименко*

Комп'ютерне складання та верстання *В. В. Москаленко*

Коректор *М. О. Паненко*

Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 6,3. Тираж 100 прим. Вид. № 5. Зам. № 0106-02.

Видавець і виготівник Національний університет кораблебудування
імені адмірала Макарова

просп. Героїв України, 9, м. Миколаїв, 54025

E-mail : publishing@nuos.edu.ua

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6402 від 19.09.2018 р.