

9. РОЗРАХУНОК МІЦНОСТІ МЕХАНІЗМІВ ПРОКАТНИХ СТАНІВ

9.1. Джерела руйнувань деталей механізмів прокатних станів

Металургійні машини мають ряд властивостей, які відрізняють їх від інших:

Наперед всього – це машини з екстремальними силовими та енергетичними характеристиками;

Металургійні машини характеризуються високим рівнем нетехнологічних навантажень. Ці навантаження генеруються в приводах та виконавчих органах самих машин та в значній мірі залежать від конструктивних параметрів самих машин;

Для металургійних машин не виключені похибки та технічні помилки проектування.

За величиною діючих зовнішніх навантажень металургійні машини не мають собі рівних серед інших типів машин (гірничих, транспортних та ін.): зусилля прокатки доходять до 20-30 МН, крутні моменти - до 5-7 МН·м, зусилля різання в ножицях - 30 МН. Металургійні машини мають напружений циклічний ритм роботи (число включень в годину деяких машин доходить до 2500), динамічний (і близький до ударного) характер навантажень. Окремі вузли машин зазнають дію високих і швидкозмінних температур, а також інтенсивному зносу фрикційних пар, які приводять до швидко прогресуючих зазорів з великими ударами при їх замиканні. Втрата працездатності металургійних машин відбувається внаслідок зношування деталей і вузлів, раптових поломок від не однократних великих перенавантажень, втомних руйнувань деталей від дії циклічного прикладення навантажень, появи і розвитку мікротріщин.

Зі всіх багато чисельних факторів, що визначають міцність і довговічність машин, найбільш важливим є першопрчина навантажень і руйнувань – змінні силові дії на елементи конструкції. Основні причини поломок деталей металургійних машин можна поділити на два види:

статичні, які відбуваються під дією навантаження, що викликає напруження вище за границю текучості, і втомні, які можуть наступити навіть при напруженнях нижче границі текучості. В першому випадку руйнування, як правило, є наслідком грубих порушень режимів експлуатації і рідко результатів похибок при конструюванні і виготовленні машин; в другому випадку руйнування відбувається під дією циклічних або знакозмінних навантажень, які викликають втому метала. Руйнування деталей від втомних явищ хоча і носять раптовий характер, проте супроводжується суттєвою пластичною деформацією. По ряду причин в тілі деталі виникають поверхневі мікротріщини, які є локальними концентраторами напружень, котрі під дією циклічних деформацій розвиваються з часом з більшою або меншою швидкістю, залежній від інтенсивності навантажень, розмірів деталі, особливостей матеріалу та інших факторів. Коли переріз ослаблюється до такого ступеня, що матеріал не може протистояти навіть статичному навантаженню, відбувається руйнування.

Динамічні навантаження в приводних лініях, на які впливають тип, характеристика, параметри і система керування двигуна. Так, асинхронні короткозамкнені двигуни при пуску створюють великі динамічні навантаження в лінії передачі, як і двигуни з фазовим ротором. Двигуни з м'якою характеристикою викликають меншу інтенсивність коливань, проте двигуни з жорсткою характеристикою мають більшу дисипативність – коливання швидко згасають. На тривалість перехідних процесів в машинах впливає величина електромеханічної сталої часу привода: в безмаховичних приводах $T_m=0,02\dots 0,6$ с, в маховичних $T_m=0,3\dots 1,5$ с. Синхронні електродвигуни в металургійних машинах застосовуються рідко, проте на тих агрегатах або механізмах, де вони застосовуються, трапляються випадки поломки деталей привода. Основною причиною поломок є інтенсивні коливальні процеси зі слабким згасанням.

Технологічні навантаження в машинах за величиною і по фазі не збігаються з такими навантаженнями двигунів. Причому відставання в зростанні струмів двигуна від технологічних навантажень тим більше, чим більше запас кінетичної енергії обертових елементів привода. Зростання струму двигуна не встигає за швидким збільшенням навантажень робочих режимах.

Передчасний вихід з ладу деталей і вузлів машин із-за механічних перенавантажень, термічний і циклічних напружень, а також зношування призводить до великих матеріальних втрат (перевитрати запасних частин, неповне використання потужностей, перевитрати фонду заробітної плати тощо).

Практично в багатьох машинах основними навантаженнями, що визначають міцність і довговічність, є динамічні навантаження коливального характеру. Величина і характер коливальних навантажень залежать від динамічних параметрів пружних елементів трансмісії, зовнішніх характеристик двигунів і кількості в приводі, закону зміни технологічних навантажень, а також від зазорів в вузлах з'єднань деталей.

Разом з тим потрібно визнати, що в практиці роботи металургійних машин (в першу чергу прокатних станів) мало радикальних змін, нових конструктивних рішень, нових конструкційних матеріалів – всього того, що визначає технічний прогрес і може різко змінити ситуацію в кращу сторону.

Не намагаючись виявити всі причини (а серед них є фактори не тільки технічного, скільки економічного характеру), вкажемо на оду з них [Артюх].

Дослідження, які виконуються в дійсний час, не дивлячись на значну цінність отриманої нової інформації носять, в головному, пасивний характер. Основна мета таких досліджень – встановити причину виникнення якогось негативного ефекту в машині. Оперуючи медичними термінами – встановити діагноз. Успіхи діагностики безумовні. Однак подальший хід явищ далекий від оптимального. Рекомендації по усуненню виявлених відхилень зводиться, як правило, до переліку обмежень. Так рекомендується: обмеження швидкості процесу (наприклад швидкості захвату металу валками прокатного стану), обмеження температурного інтервалу, обмеження ступеня деформації та інше. Такі заходи, як правило, негативно приймаються експлуатаційниками, так як приводять до зниження продуктивності).

9.2. Зовнішні навантаження в прокатних станах

9.2.1. Види навантажень на пружну систему. Паразитні навантаження

Машину або її частину (вузол, деталь) можна розглядати як пружну систему, якщо в ній не виникають залишкові деформації. Ця система взаємодіє з другими системами та тілами; в результаті такої взаємодії з'являються зовнішні по відношенню до заданої системи сили чи навантаження. Навантаження є основним параметром машини чи механізму, якраз з величиною навантаження зв'язано виконання запланованих технологічних операцій, а також міцність та жорсткість окремих вузлів машин.

Відомо декілька підходів до класифікації сил навантажень) які вирішують певні мету.

З точки зору розрахунку міцності та жорсткості машин для обробки тиском раціональним буде така класифікація.

Навантаження статичною силою. Прикладом такого навантаження може бути засилля, яке створюється пресом, засиллям в канатах підйомного крану, дія зливка, що лежить на рольгангу та інше;

Навантаження інерційною силою (зв'язане з наявністю прискорення окремих ланок механізму). Прикладом є зусилля в канатах при навантаженні головної лінії прокатного стану, переміщенні вантажу з прискоренням;

Навантаження деформуванням. Прикладом може бути зусилля при прокатуванні, штампуванні та другими операціями;

Навантаження температурним градієнтом. Для статично визначених систем вплив температури не приводить до появи сил, але для статично невизначених систем температурний градієнт призводить до виникнення сил;

Навантаження енергією (кінетичною енергією рухомих мас). Це явище удару рухомих мас з системою, що приймає удар. Наприклад, зливковоз упирається в упор, зливковоз упирається з буфером. Одним з прикладом є зміна швидкості зливка після початку прокатки.

Інший підхід до класифікації навантажень зв'язаний з їх функціональним профілем, іншими словами з їх корисністю. Зрозуміло, що в такому випадку виділяються корисні та шкідливі навантаження.

Навантаження корисні (технологічні) – необхідні для виконання технологічної операції. Ці навантаження, як правило, розраховують по відомим формулам. По походженню вони можуть бути статичними, інерційними, динамічними (навантаження енергією), а також деформаційним. Так, зусилля пресування – це статичне навантаження. Операція прокатки – це навантаження деформацією. Мають місце навантаження при виконання технологічних операцій при участю маховика (механічні перси, пильгерні стани);

Навантаження шкідливі (або паразитні) – зовсім не потрібні для виконання технологічної операції. Ці навантаження супутні і при їх відсутності машина буде цілком справна і виконувати свої функції. Найчастіше зустрічаються три типу паразитних навантажень:

Паразитні навантаження, зв'язані з невідповідністю геометрії вузла – зазори, перекося, здвиги. Частіше всього ці недоліки допущені при проектуванні, являються наслідком неякісного монтажу та підвищеного зносу машини.

Паразитні навантаження ударного характеру. Прикладом може бути падіння розкату на станинний ролик, удар заготовки по рольгангу, по валках та другі.

Паразитні навантаження коливального характеру виникають в головних лініях прокатних станів в головному їз-за помилок при проектуванні процесу та самого стану.

Паразитні навантаження і є головною причиною порушення роботи та перенавантаження прокатних станів. Вони найменше вивчені, та найменше враховуються при розрахунках. Боротьба з ними та їх наслідками є основною задачею служби механіка підприємства.

9.2.2. Розрахунок технологічних навантажень

Розрахунок технологічних навантажень виконується по відомим формулам для прийнятої математичної моделі. Всі фактори, які не враховуються, групуються в окрему складову, яка є «коефіцієнтом незнання», тобто коефіцієнтом запасу. Прийняття коефіцієнту запасу навіть більше 5 не гарантує необхідну надійність машин, так як паразитні навантаження часто мають дуже високий характер, та відрізняються від технологічних навантажень. В той же час завищення розмірів та маси деталей приводе до збільшення динамічних навантажень.

Практичні формули для розрахунку сили прокатки, крутного моменту, потужності двигуна, динамічні навантаження наведені в технічній літературі [Іванченко и др.].

9.2.3. Паразитні навантаження

Паразитні навантаження розрахувати набагато важче, чим технологічні. причинами цього можуть бути різні. Насамперед всього має місце наспів падання по часу технологічного та паразитного навантаження. Як правило паразитні навантаження мають малу тривалість (іноді соті долі секунди); при цьому вони практично не впливають на величину струму та потужності двигуна.

Наприклад, якщо розкат неплоский, то при його руху по рольгангу передній кінець, загнутий вниз, буде вдаряти по кожному ролику рольгангу. Результат короткочасне додаткове навантаження (динамічного характеру) приведе до пошкоджень підшипників, посадочних місць та іншим порушенням.

Іншим прикладом є класичне явище, коли на широкополосному стані зусилля прокатки залишається майже постійним, а момент на початку процесу має коливальний характер і через 0,8...1 с стабілізується на постійній величині M_T (рахований крутильний момент). Фактично максимальна амплітуда коливань моменту досягає 1,5...2,0 моменту M_T .

Рахунок паразитних навантажень потребує вдосконалення розрахункових моделей технологічних процесів, використання більш глибоких математичних моделей.

9.3. Робочі кліті

Конструкції кліті прокатного стану розглядаються в спеціальному курсі «Обладнання прокатних цехів».

Розрахунок кліті виконується насамперед на перекидання в залежності від характеру навантаження.

На прикладі двовалкової кліті дуо розглянемо три випадки визначення перекидних моментів (рис. ккк).

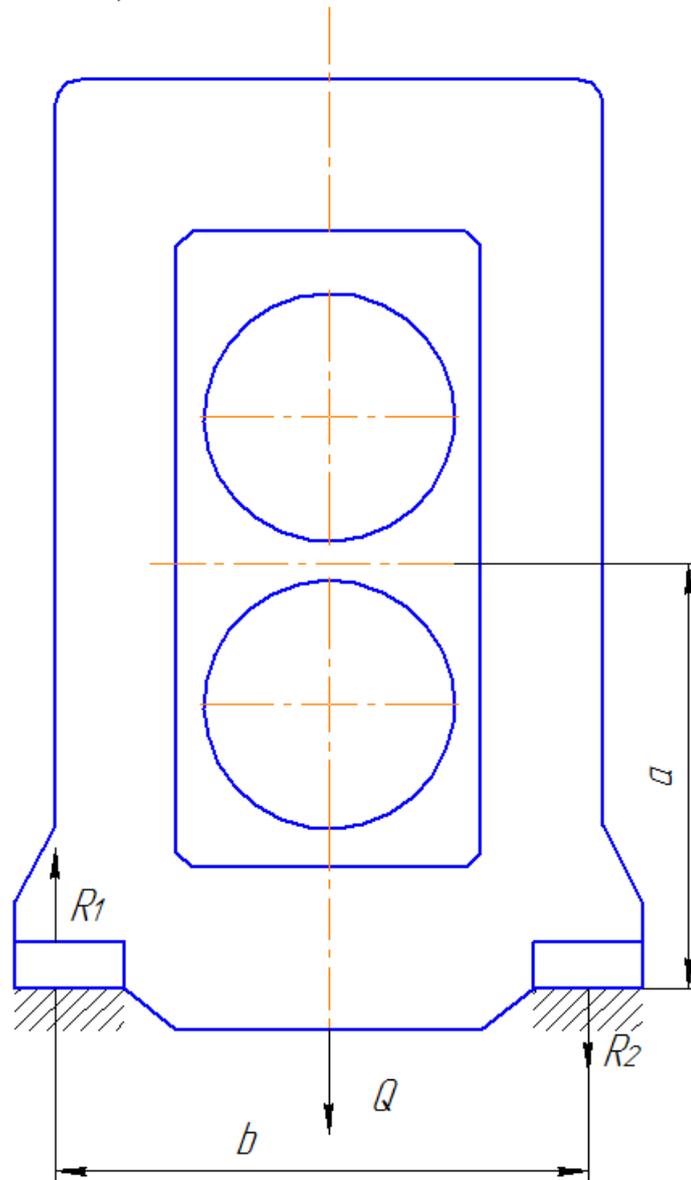


Рисунок 9.1 – До розрахунку кліті на перекидання

1. Метал перед валками або у валках і починається прокатка. Максимальне зусилля, що діє на кліть – сила інерції F_1 , яка обмежена моментом двигуна

$$F_1 = \frac{2M_n}{D},$$

де M_n – крутний момент прокатки;

D – діаметр робочого валка.

Тоді перекидний момент відносно основи кліті

$$M_{\text{перл}} = F_1 \cdot a = \frac{2M_n \cdot a}{D}. \quad (9.1)$$

де a – відстань від осі прокатки до основи кліті (рис. 9.1).

2. Прокатка з натягом стрічки між клітьовим пристроєм або від моталок. якщо натяг переднього T_0 та заднього T_1 кінців різний, то перекидний момент

$$M_{неp2} = (T_0 - T_1)a. (9.2)$$

3. Прокатка з нерівномірним розподілом обертальних моменті між валками. Такий випадок має місце особливо на сортопрокатних станах

$$M_{неp3} = M_1 - M_2, (9.3)$$

де M_n – відповідно обертальні моменти верхнього та нижнього валків.

Якщо $M_1 = 0$, або $M_2 = 0$, то $M_{неp3} = M_n$.

Очевидно, що максимально можливий перекидний момент буде при одночасній дії $M_{неp1}$ і $M_{неp2}$. Тоді зусилля притискання на опору кліті R_1 і відриву R_2 (див рис. А.66) будуть такі:

$$R_1 = \frac{M_{неp1} + M_{неp2}}{b} + \frac{G}{2}; \quad R_2 = \frac{M_{неp1} + M_{неp2}}{b} - \frac{G}{2} ?$$

де G – вага кліті;

b – відстань між фундаментними болтами кріплення кліті.

Оскільки сторона кліті, що відривається, має z болтів, а також враховуючи зусилля попередньої затяжки, яке більше на 20–440 % за номінальне, маємо

$$\sigma_{\delta} = \frac{4R_2(1,2\dots1,4)}{\pi \cdot d_{\delta}^2 \cdot z} \leq [\sigma], (\text{каад})$$

де d_{δ} – діаметр різьби болта;

$[\sigma]$ – допустима напруга на розтяг для сталі марки Ст2 або Ст3 ($[\sigma] = 70\dots80$ МПа).

$$F = A + \mu N, \quad (3.1)$$

9.4. Станини

Станина прокатного стану є основною частиною кліті, в якій змонтовано валки з натискним механізмом. До станин прокатних станів пред'являються підвищені вимоги щодо жорсткості, а для обтискних станів вирішальною є міцність.

За конструкцією станини поділяються на два типи; закриті та відкриті. закриті станини використовують практично на більшості прокатних станів. Відкриті станини використовуються у клітях сортових та рельсобалочних станів.

Матеріалом станин є сталь марки сталь марки 25Л. Допустиму напругу для станин приймають з запасом міцності 8...10 відносно границі міцності.

9.4.1. Прочність и жесткость станин закрытого типа

Розрахункова схема станини закритого типу являє собою раму з жорсткими вузлами (рис. аа). Співвідношення моменті інерції поперечини та стійок з точки зору жорсткості становить зазвичай від 1 до 6.

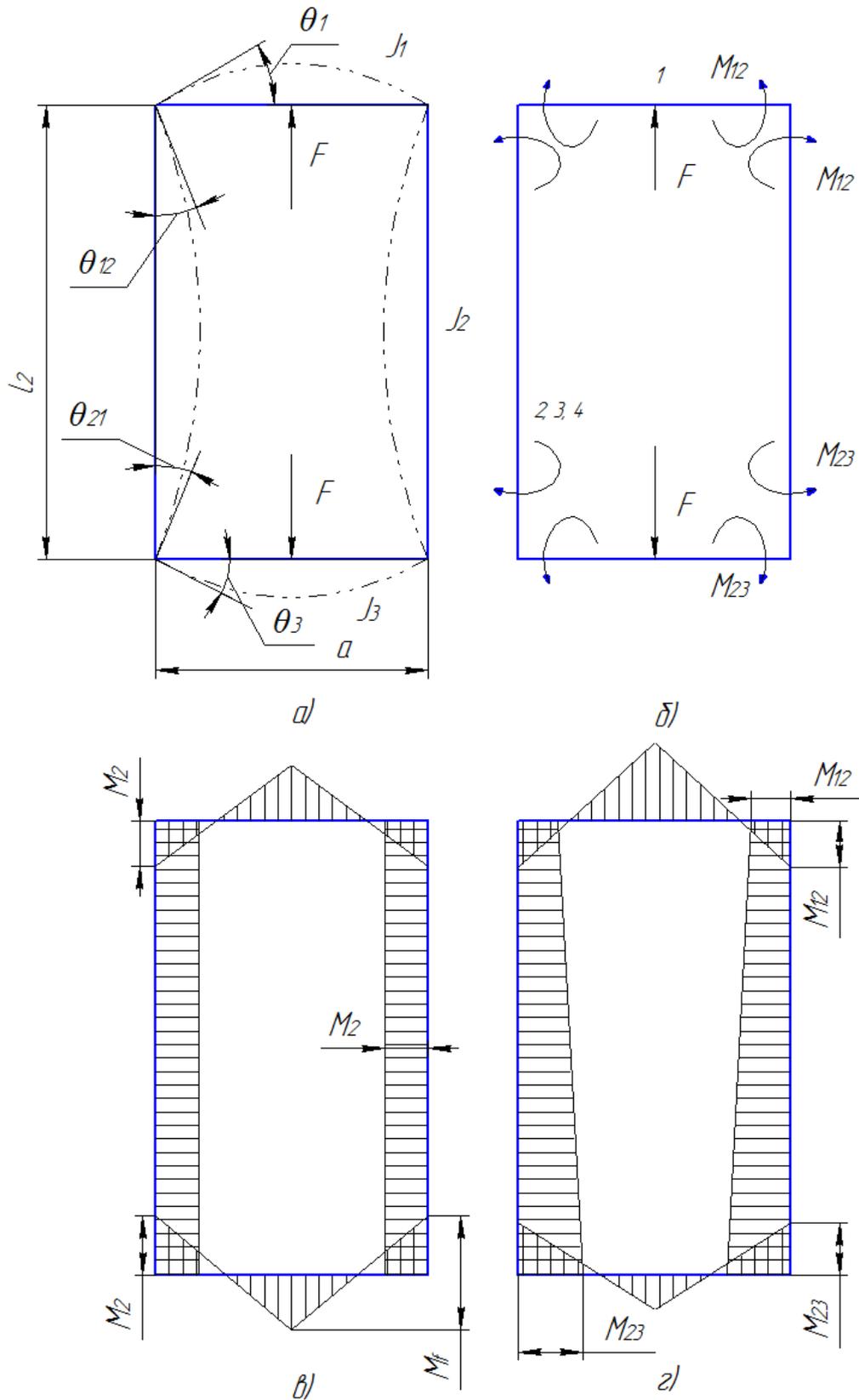


Рисунок 9.6 – Схема розрахунку закритої станини

Для розрахунку моментів зачеплення в кутах станини жорсткі шарніри замінюються шарнірами. При цьому згинальний момент у кожному шарнірі еквівалентний двом однаковим зовнішнім і направлений проти моменту зачеплення.

Для кожного кута рами складають рівняння деформації, яке є умовою сумісного згину сусідніх прольотів (рис. Ввв, а).

$$\theta_1 = \theta_{12}; \quad \theta_2 = \theta_{22},$$

де θ_1, θ_2 – кути повороту поперечини у шарнірі;
 θ_{12}, θ_{22} – кути повороту стояків у шарнірі.

Кути повороту стержнів в опорах становлять:

$$\theta_1 = \frac{R_{\phi 1}}{E \cdot J_1}; \quad \theta_{12} = \frac{R_{\phi 12}}{E \cdot J_2};$$

$$\theta_3 = \frac{R_{\phi 3}}{E \cdot J_2}; \quad \theta_{23} = \frac{R_{\phi 23}}{E \cdot J_2}.$$

Тут позначено R_{ϕ} фіктивні опорні реакції у шарнірах; J_1, J_2, J_3 – моменти інерції перетину верхньої, нижньої поперечин та стояка.

Опорні реакції R_{ϕ} визначаються через максимальний момент M_F посередині поперечини

$$M_F = \frac{F \cdot l_1}{4}.$$

Тут позначено F – зусилля, яке діє на станину із сторони валків (рис. Ууу).

Після перетворень кінцеві залежності для визначення моментів будуть

$$M_{12} = M_{23} = M_2 = M_F \frac{\frac{l_1}{2J_1} + \frac{l_1}{2J_{31}}}{\frac{l_1}{J_1} + \frac{2l_2}{J_2} + \frac{l_2}{J_3}},$$

або

$$M_2 = M_F \frac{1 + \frac{J_{1(3)} \cdot l_2}{J_2 \cdot l_1}}{2}. \text{(іВВ)}$$

Після визначення моментів в елементах станини напруги згину визначаються по відомих формулах для нормальних напруг при чистому згині.

Поперечини згинаються (рис. 33), а стойки розтягаються та згинаються моментами защемлення M_{12}, M_{23} .

Максимальна напруга в поперечині діє в точці 1 (рис. 33) у зоні розтягувальних волокон

$$\sigma_1 = \frac{M_F - M_{12}}{W_1} \leq [\sigma], \text{(333)}$$

де W_1 – момент опору перерізу верхньої поперечини.

Аналогічно визначається напруга в нижній поперечині

$$\sigma_1^H = \frac{M_F - M_{23}}{W_3} \leq [\sigma], \text{(333)}$$

де W_3 – момент опору перерізу нижньої поперечини.

Напруга в стояку по перерізу буде різна (точки 2, 3, 4 на рис. 33).

В точці 2 волокна стояка розтягуються від згину та розтягування

$$\sigma_2 = \frac{F}{2S_2} + \frac{M_F - M_{23}}{W_2} \leq [\sigma], (3333)$$

де W_2 – момент опору перерізу стояка;

S_2 – площа перерізу стояку.

На нейтральній осі стояка (точка 3) буде напруга тільки від розтягування

$$\sigma_{32} = \frac{F}{2S_2}. (3333)$$

На зовнішній стороні стояка (точка 4) одночасно діють напруги розтягу та згину, але останні мають другий знак, тому напруга буде менше напруги в точці 2.

Пружне переміщення станини по вертикалі складається з трьох складових: деформації поперечин, розтягування стояків

$$f_{cm} = f_1 + f_2 + f_3,$$

де f_1, f_3, f_2 – відповідно деформація верхньої, нижньої поперечини та стояків.

При визначенні деформації вузлів станини на відміну від відомих залежностей з курсу (Опір матеріалів) враховують деякі конструктивні фактор і уточнені аналітичні залежності. При визначенні деформації поперечин враховується нерівномірність моментів в стояках. Так для верхньої поперечини:

$$f_1 = k_n \left[\frac{l_1^2}{8E \cdot J_1} \left(\frac{2M_F}{3} - M_{12} \right) + k \frac{F \cdot l_1}{4G \cdot S_1} \right], (ВВВ)$$

де E – модуль повздовжньої пружності матеріалу;

G – модуль другого роду;

k – поправочний коефіцієнт, що враховує похибки рахунку сили ($k = 1,2$);

S_1 – площа перерізу верхньої поперечини;

k_n – коефіцієнт, що враховує похибки розрахункової моделі ($k_n = 0,8 \dots 0,9$).

Подовження стояків визначається за формулою

$$f_2 = \frac{F \cdot l_2}{2E \cdot S_2}, (ППП)$$

де S_2 – площа перерізу стояка.

Для нижньої поперечини

$$f_3 = k_n \left[\frac{l_1^2}{8E \cdot J_3} \left(\frac{2M_F}{3} - M_{23} \right) + k \frac{F \cdot l_1}{4G \cdot S_3} \right], (ВВВ)$$

де S_3 – площа перерізу нижньої поперечини.

9.4.2. Прочность и жесткость станин открытого типа

Кріпленні верхньої поперечини розглядається як шарнірне, що не перешкоджає зближенню стояків, які сполучаються з поперечиною так званим зовнішнім замком (рис. пп). Під дією сили F нижня поперечина прогинається і стойки вигинаються (деформація показана штрих-пунктирною лінією).

При малому зазорі δ переміщенню стояків перешкоджають подушки, в контакті з якими виникає сила T . Визначається реакція T по теоремі Кастільяно

$$T = \frac{F \cdot l_1^2 / 8 - \delta \cdot E \cdot J_3 / c}{c \left(l_1 + \frac{2cJ_3}{3J_2} \right)}$$

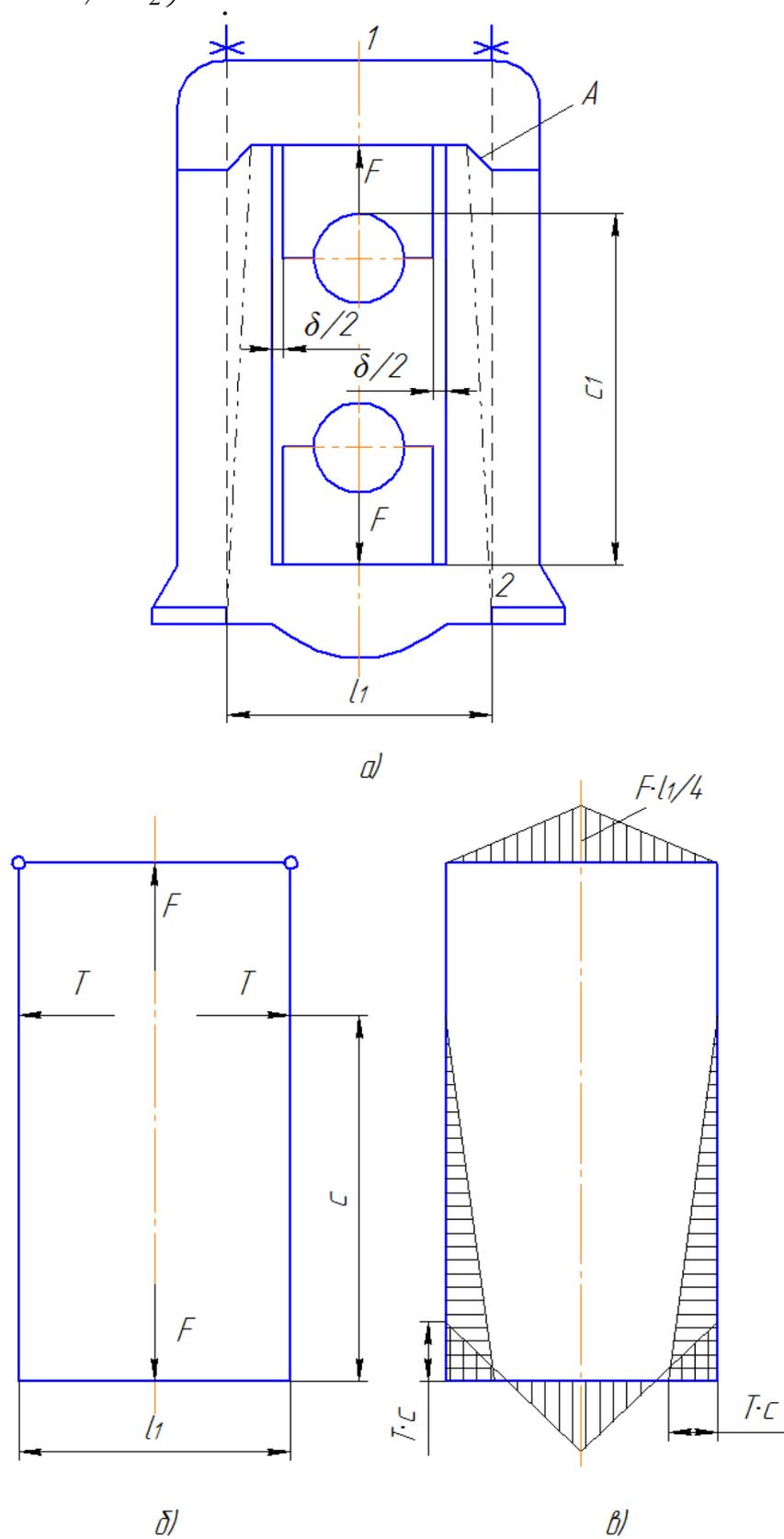


Рисунок 9.7 – Схема розрахунку відкритої станини

Якщо сила T стає від'ємною, це свідчить, що зазор великий і деформація стояків відбувається вільно без опору подушок. Розрахунок проводиться для гіршого варіанту, коли зазору не має і сила T досягає максимального значення. Напруга в стояках буде (точка 2)

$$\sigma_2 = \frac{F}{2S_2} + \frac{T \cdot c_1}{W_2} \leq [\sigma], (\text{ор})$$

де S_2, W_2 — відповідно площа та момент опору перерізу стояка;

c_1 — відстань від місця прикладання сили T до місця перерізу, в якому визначається напруга.

Нижня поперечина навантажена тоді, коли сила T не існує (тобто надто великий зазор δ)

$$\sigma_3 = \frac{M_3}{W_3} = \frac{F \cdot l_1}{4W_3} \leq [\sigma], (\text{лл})$$

де W_3 — момент опору перерізу нижньої поперечини.

Максимальна напруга в верхній поперечині буде (точка 1)

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_1} = \frac{F \cdot l_1}{4W_1} \leq [\sigma], (\text{лл})$$

де W_1 — момент опору перерізу верхньої поперечини.

9.5. Жесткость прокатных клетей

Проблема підвищення точності розмірів прокатаних виробів пов'язана як з технологією прокатки, так і з жорсткістю прокатних клітей.

При прокатці встановлена висота калібру h_0 і загальна деформація кліті з валками f повинна бути менші за номінальний розмір листа H з урахуванням плюсового допуску m , але більшими за N після відрахування мінусового допуску n , тобто

$$H - n \leq h_0 + f \leq H + m$$

Для прокатки з використанням поля мінусових допусків необхідно виконати умову

$$H - n \leq h_0 + f \leq H$$

Жорсткістю пружної системи прокатної кліті називається відношення сили прокатки до збільшення зазору f між валками в місці прикладання сили

$$c = \frac{P}{f}$$

При розрахунках часто більш здібна зворотну величину, яка називається податливістю

$$\lambda = \frac{f}{P}$$

Під дією сили прокатки деталі кліті пружно деформуються на величину f , що викликає збільшення початкового зазору між валками і відповідно товщини прокатаного листа. Оскільки навантаження на валки для одного і самого листа зміню-

ється залежно від ряду факторів (температура металу, швидкість прокатки та ін.), то змінюється і товщина прокату.

Так як в процесі прокатки має місце пружна деформація багатьох вузлів та деталей кліти, необхідно визначити всі складові загальної деформації f . Позначимо жорсткість деталей кліти: валка – c_v ; підшипника опори – c_{nu} ; подушки – c_{nd} ; виступаючої частини натискного гвинта – c_{zv} ; гвинтової пари – c_{zn} ; станини – c_c . Відповідно позначимо податливості з такими ж індексами: $\lambda_v, \lambda_{nu}, \lambda_{nd}, \lambda_{zv}, \lambda_{zn}, \lambda_c$.

При прокатці листа чи полоси певної ширини деформація системи кліти з валками складається з деформації вища вказаних деталей чи вузлів

$$f = 2f_v \Big|_{x=a/2} + 2f_{nu} + 2f_{nd} + f_{zv} + f_{zn} + f_c.$$

або

$$f = \frac{2P}{c_v \Big|_{x=a/2}} + \frac{2F}{c_{nu}} + \frac{2F}{c_{nd}} + \frac{F}{c_{zv}} + \frac{F}{c_{zn}} + \frac{F}{c_c}.$$

Тут позначено $c_v \Big|_{x=a/2}$ – жорсткість валка посередині при $x = 0,5a$.

Оскільки $F = 0,5P$, то жорсткість всієї кліти буде

$$\frac{1}{c} = \frac{2}{c_v \Big|_{x=a/2}} + \frac{1}{c_{nu}} + \frac{1}{c_{nd}} + \frac{1}{2c_{zv}} + \frac{1}{2c_{zn}} + \frac{1}{c_c}.$$

При розрахунку жорсткості через податливості

$$f = 2P \cdot \lambda \Big|_{x=a/2} + 2F \cdot \lambda_{nu} + 2F \cdot \lambda_{nd} + F \cdot \lambda_{zv} + F \cdot \lambda_c,$$

або

$$f = P \cdot \lambda = P \left(2 \cdot \lambda \Big|_{x=a/2} + F \cdot \lambda_{nu} + F \cdot \lambda_{nd} + 0,5F \cdot \lambda_{zv} + 0,5F \cdot \lambda_c \right).$$

З урахуванням специфіки розрахунку пружних переміщень необхідно виділити жорсткість $c_{кл}$ і податливість $\lambda_{кл}$ кліти без валків

$$\frac{1}{c} = \frac{1}{c_{кл}} + \frac{1}{c_v}; \quad \lambda = \lambda_{кл} + \lambda_v.$$

Графік залежності зміщення робочого інструменту – прокатного валка від дії сили прокатки називають характеристикою жорсткості стана. Лінійна залежність переміщення від навантаження приведена на рис. 44. Жорсткість дорівнює тангенсу кута нахилу α , податливість λ дорівнює арктангенсу того ж кута.

Лінійний графік переміщень приймається для клітей з припасованими контактними поверхнями і добре налагодженими вузлами.

Жорсткість кліти необхідна для визначення товщини прокату за допомогою рівняння Головіна-Сімса (рис. 44, а)

$$h = h_0 + \frac{P_l}{c} = h_0 + f. \text{(пн.)}$$

Нелінійна характеристика (рис. 44, б) має місце, коли приймають нещільне прилягання поверхонь кліти. В такому разі рівняння Головіна-Сімса запишеться в вигляді

$$h = h_0 + \frac{P_l}{c} = h_0 + f_0 + f. \text{(пн.)}$$

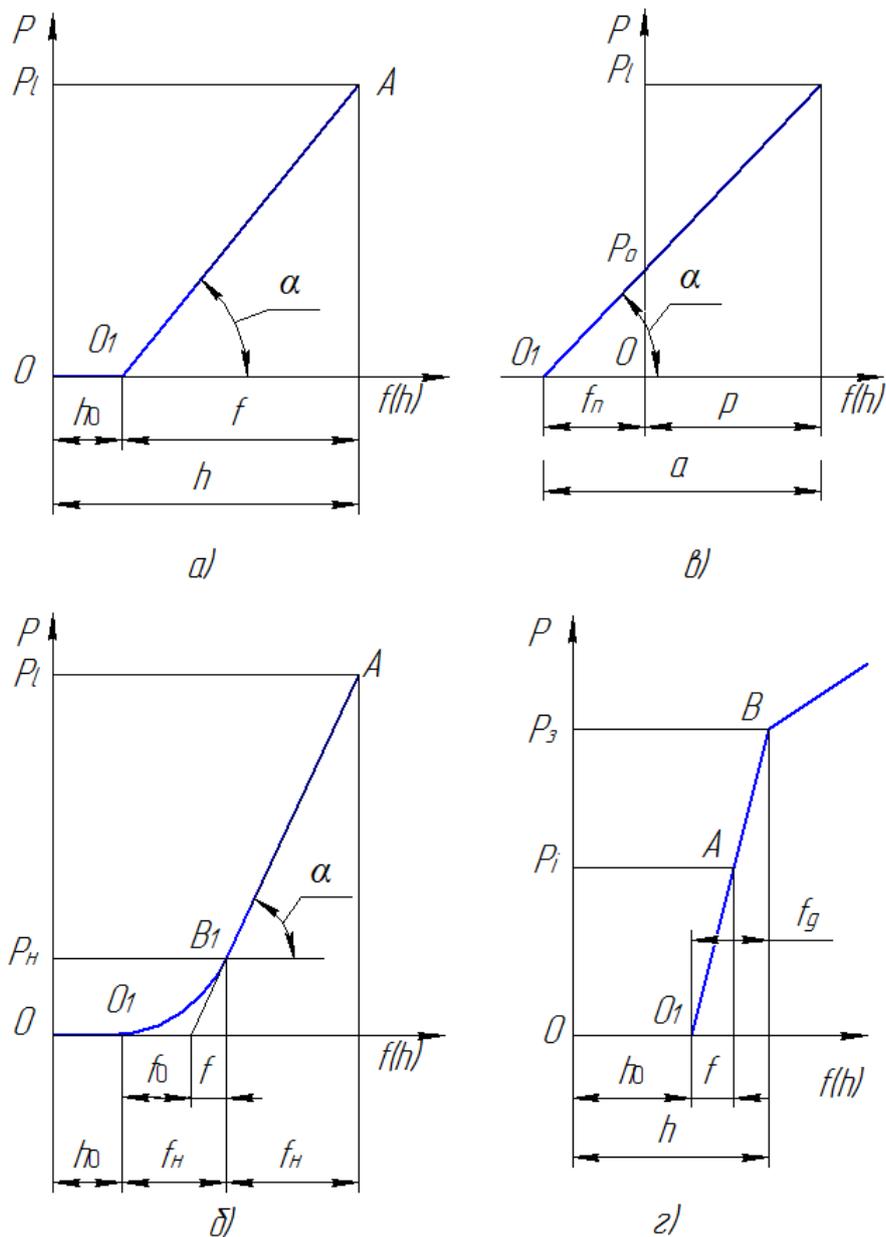


Рисунок аа – залежність пружної деформації кліти від сили прокатки

Значення деформації f_0 визначається за емпіричними даними по формулі

$$f_0 = \frac{P_H (c_n + c_H)}{c_n \cdot c_H}.$$

На підставі цих даних можна приблизно прийняти $P_H = 0,1P_{\max}$, $c_H = (0,1 \dots 0,2)c_n$. Тут позначено: P_{\max} – максимальне зусилля на валки; $c_n = c$ – розрахована жорсткість кліти на лінійній ділянці деформації.

У станах холодної прокатки, де розвиваються великі зусилля, величина деформації більша встановленого зазору між валками і прокатка ведеться з попереднім підтиском валків P_0 (рис. КК, в).

Товщину листа після пропуску визначають за рівнянням

$$h = \frac{-P_0 + P_l}{c} = -f_n + f. (12345)$$

Випукла крива жорсткості (рис.аа, з) характерна для клітей з попередньо стиснутими подушками. Точка перегину є результатом розривання стику при зу-

силлі зтяжки P_s . Після розкриття стику податливість збільшується в декілька разів.

Товщину прокату визначають за рівнянням (12345).

Узагальнені літературні дані елементів клітей різних листопрокатних і сортових станів приведені в таблиці 9.1.

9.6. Прочність прокатних валків

9.6.1. Основні розміри валків

Для обтискних, сортових, товстолистових, чорнових клітей широкополосних станів гарячої прокатки діаметр валків визначають з умов допустимого кута захвату металу

$$D \geq \Delta h(1 - \cos \alpha),$$

де Δh – абсолютне обтискання металу;

α – кут захвату.

Для блюмінгів, слябінгів з насічкою на сталевих валках приймається $\alpha = 28 \dots 34^\circ$; для сортових і товстолистових станів $\alpha = 16 \dots 18^\circ$.

Для станів холодної прокатки кут захвату не є лімітуючим для діаметра валка. Основним фактором при цьому є міцність і жорсткість валка. Діаметр валка визначається залежно від мінімальної товщини стрічки h_{min} , яка залежить від контактного стику робочих валків

$$h_{min} = 1,54c(k_{cp} - q_{cp})D \cdot f,$$

де k_{cp} – середня границя текучості металу $k = 1,15\sigma_{t0} + \sigma_{t1}/2$;

σ_{m0}, σ_{m1} – відповідно границі текучості металу на вході в зону деформації і на виході;

q_{cp} – середній питомий натяг стручки $q_{cp} = q_0 + q_1/2$;

q_0, q_1 – відповідно передній та задній натяги;

f – коефіцієнт тертя;

c – коефіцієнт, який залежить від матеріалу валків $c = \frac{8(1 - \nu^2)}{\pi \cdot E}$.

Для сталевих валків $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа, коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$; $q_{cp} = 500$ МПа, $f = 0,06$. тоді орієнтовно діаметр валків становить $D \approx 2000h_{min}$.

Довжина бочки валка обтискних і сортових станів залежить від схеми калібровки і ширини розкату. Відношення довжини бочки до діаметра L/D приймають такі: $2,2 \dots 2,7$ – для обтискних станів; $1,6 \dots 2,5$ – для сортових станів; $2 \dots 2,8$ – для товстолистових станів; $3 \dots 5$ і $0,9 \dots 2,5$ відповідно для робочих і опорних валків чотирьохвалкових станів кварто.

Для листових станів

$$L = b + \Delta b,$$

де b – ширина листа;

Δb – додаток, який вибирають залежно від ширини листа. Для листів шириною до 1200 мм $\Delta b = 100 \dots 400$, при ширині більше за 1200 мм $\Delta b = 200 \dots 400$.

Таблиця 9.1

Значення параметрів жорсткості гаряче прокатних станів

Тип кліті	Діаметр валків, мм		Розмір листів, мм		Зусилля прокатки, МН	Переміщення окремих деталей кліті, в % від загальної деформації							Максимальне переміщення посередині валка, мм	Жорсткість кліті, МН/мм
	робочих	опорних	мінімальна товщина	ширина		підшипники і подушки	натискні гвинти і гайки	сплюснення валків при прокатці	сплюснення валків при взаємному стиску	прогин валків	Кріплення кришки кліті	станина		
Листопрокатні														
Кварто 1700	650	1250	1,2	1500	20	–	11,0	–	18,0	38,0	–	18,0	4,3	4,65
Кварто 2300	900	1500	5,0	2100	25	38,0	13,9	1,4	2,2	28,7	–	15,8	5,6	4,46
Кварто 2800	900	1600	5,0	2600	30	37,7	15,1	1,2	2,0	28,4	–	15,6	6,0	5,0
Кварто 3200	950	1700	5,0	3000	38	35,0	15,9	1,1	1,8	31,3	–	14,9	7,3	5,21
Кварто 3500	1000	1800	5,0	3300	45	35,4	14,8	1,1	1,8	32,1	–	14,8	7,8	5,76
Кварто 4500	1000	1900	6,0	4300	50	32,4	12,1	0,8	1,3	40,5	–	12,9	9,5	5,26
Кварто 5000	1000	1900	6,0	4700	60	30,2	9,1	0,7	1,1	47,6	–	11,3	12,7	4,96
Сортопрокатні														
Тріо	800	–	–	–	3	21,0	9,0	–	–	49,0	16	5,0	1,9	1,57
Дуо	800	–	–	–	1	18,0	11,0	–	–	45,0	17	9,0	0,6	1,79
Тріо	650	–	–	–	2	21,0	4,0	–	–	69,0	1	5,0	2,2	0,93
Дуо	650	–	–	–	1	14,0	5,0	–	–	77,0	1	3,0	1,0	1,0
Тріо	550	–	–	–	0,7	29,0	28,0	–	–	25,0	–	18,0	0,7	1,0
Дуо	550	–	–	–	0,15	18,0	22,0	–	–	48,0	–	11,0	0,5	0,3

Валки виготовляють з литої і кованої сталі та різних марок чавуну залежно від типу стану (табл. 9.2).

Таблиця 9.2

Матеріал валків

Тип стану	Марка сталі або чавуну
Блюмінги, слябінги, заготівельні стани	Сталь 50, 55, 55Х, 50ХН, 60ХН
Рельсобалочні крупно сорті стани	Сталь 50, 55, 55Х, 40ХН, 50ХН, 60ХН, У10, чавун марки СШХШ
Середньо та дрібно сортні	Сталь 50, 55, 50Х, 50Х, 60ХТ, чавун марки СПХН-60, СПХЮ
Дротові	Сталь 50, 9Х, 9ХФ, 9Х2МФ, 150ХНМ
Листові холодної прокатки	
Робочі валки	Сталь 9Х, 9Х2, 9ХФ, 9Х2МФ, 9Х2В, 60Х2СМФ
Опорні валки	Сталь 9Х2, 9ХФ, 75ХМ, 66ХНМЛ

Допустиму напругу на згин $[\sigma_u]$ вибирають, обмежуючись п'ятикратним запасом міцності відносно σ_s для матеріалу валка $[\sigma_u] = \frac{\sigma_s}{5}$. Тоді приблизно $[\sigma_u]$ буде рівною: для кованої вуглецевої сталі $[\sigma_u] = 120 \dots 130$ МПа; для легованої сталі $[\sigma_u] = 140 \dots 150$ МПа; для литої сталі $[\sigma_u] = 100 \dots 120$ МПа; для чавуну $[\sigma_u] = 70 \dots 80$ МПа.

9.6.2. Міцність гладких валків

Гладкі валки застосовують для прокатки листової стрічкової сталі. Валки розраховують як балки на двох опорах навантажених згином та крученням. Максимальний згинальний момент всередині валка (рис. 9.2)

$$M_u = P \frac{(a - b/2)}{4},$$

де a – відстань між опорами валка;
 b – ширина листа.

Напруга згину

$$\sigma_u = \frac{M_u}{0,1D_{\min}^3} \leq [\sigma_u], (jj)$$

де D_{\min} – мінімальний діаметр валка, яки допускається після переточок. Для блюмінга $D_{\min} = (0,9 \dots 0,82)D$; для середньо- і товстолистових станів $D_{\min} = (0,95 \dots 0,93)D$; для тонколистових і станів холодної прокатки $D_{\min} = (0,97 \dots 0,94)D$.

9.6.3. Міцність опорних валків в кліті кварто

Зусилля на робочі валки в кліті кварто повністю передаються на опорні валки. З деяким наближенням приймається, що контактний тиск на валок розподіля-

ється рівномірно. Тоді схему для розрахунку опорного валка розглядають як балку на двох опорах (рис. 9.3), навантажену лише згинальним моментом, максимальне значення якого посередині довжини валка рівне

$$M_u = P \frac{(a - L/2)}{4}.$$

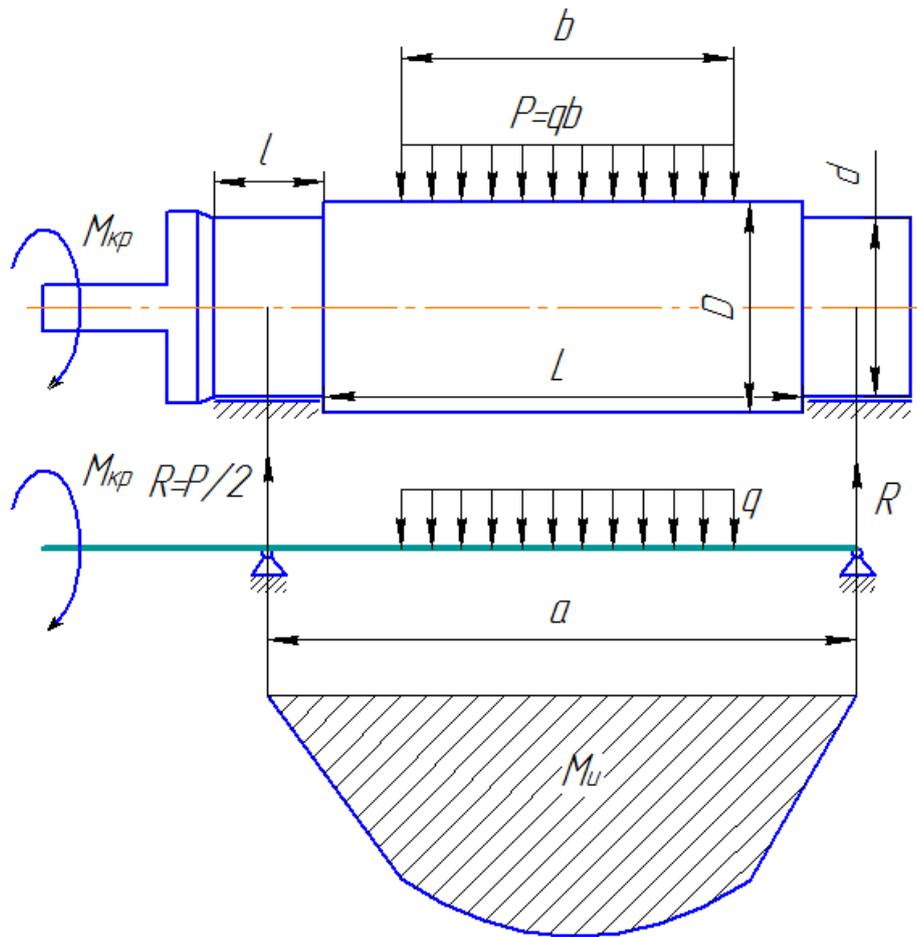


Рисунок 9.2 – До розрахунку на міцність гладкого валка стана дуо

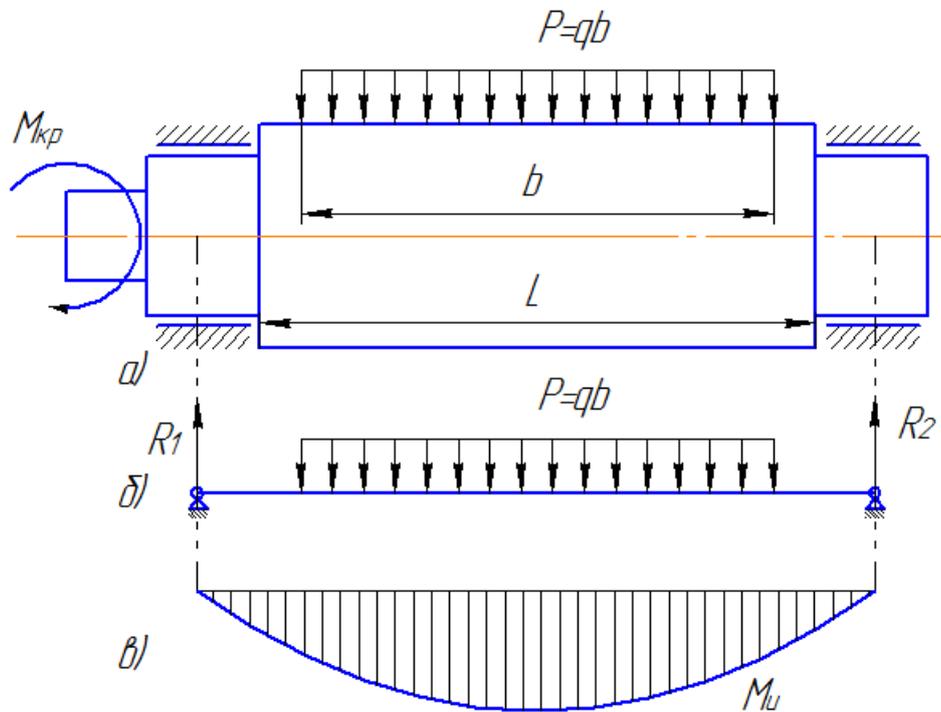


Рисунок 9.3 – До розрахунку на міцність опорного валка

Напругу в бочці валка розраховують за формулою (jj).

9.6.4. Прогин валків кліті кварто

Визначення стріли прогину валка має велике значення для листових станів. Прогин валка між серединою та краєм листа необхідний для оцінки різнововщинності по ширині листа, та прийняття певних заходів для її зменшення (наприклад, випуклість бочки).

Оскільки діаметр валка порівняно з його довжиною має значну величину, то прогин визначають з урахуванням дотичних напруг

$$\Delta f = \Delta f_1 + \Delta f_2,$$

де $\Delta f_1, \Delta f_2$ – відповідно прогини від моменту згину та поперечних сил.

Додавши всі розрахункові прогини, вплив деяких факторів, остаточні формули мають вид

- від згинального моменту

$$\Delta f_1 = \frac{P}{18,8G \cdot D^4} (12a \cdot L^2 - 4L^3 - 4b^2 \cdot L + b^3); (999)$$

- від поперечних сил

$$\Delta f_2 = \frac{P}{\pi \cdot G \cdot D^4} \left(L - \frac{b}{2} \right). (88)$$

Загальний прогин порівнюється з допустимим.

Для побудови калібрувального графіка випуклості валка використовується один із методів, які вивчаються в курсі «Опір матеріалів» (див. розділ [длД](#)), але з урахуванням навантаження валків станів. В цьому випадку враховуються контак-

тні і теплові розширення бочки валка, які описуються параболоми 2-го порядку. Пружна лінія і навантаження апроксимовані тригонометричними рядами.

В результаті рівняння калібрувальної кривої (рис. 9.4) має вид

$$\Delta f_x = \frac{4P \cdot L^3}{\beta \cdot E \cdot J_\epsilon \cdot \pi^5} \left\{ \left[(1 - c_Q) \sin \frac{\pi \cdot \beta}{2} + c_m \right] \left(1 - \cos \frac{\pi}{2} \right) + (c_w + c_t) \left(1 - \cos \frac{\pi}{2\beta} \right) \right\}. \quad (666)$$

де λ – відносна відстань від краю бочки до опори $\lambda = \frac{2c}{L}$;

β – відносна ширина стрічки $\beta = \frac{2b}{L}$;

ξ – безрозмірна абсциса перерізу, на якому визначається прогин $\xi = \frac{2x}{L}$;

J_ϵ – момент інерції перетину бочки;

ν – коефіцієнт Пуассона матеріалу валка;

R_0 – радіус холодного валка;

γ – коефіцієнт лінійного розширення ;

t_1 – різниця температур валка по середині та по краях листа.

Постійні в рівнянні (666) визначаються по формулах:

$$c_Q = 1,5(1 + \nu) \left(\frac{D}{L} \right)^2; \quad c_m = \frac{\pi^2 \cdot \beta \cdot \lambda}{4};$$

$$c_w = 16,65(1 - \nu)^2 \left(\frac{D}{L} \right)^4; \quad c_t = 3,88 \frac{E \cdot R_0 \cdot \gamma \cdot l_1}{q} \left(\frac{D}{L} \right)^4.$$

Рівняння (666) дає можливість визначити параметри випуклості бочки валка в будь-якому перетину.

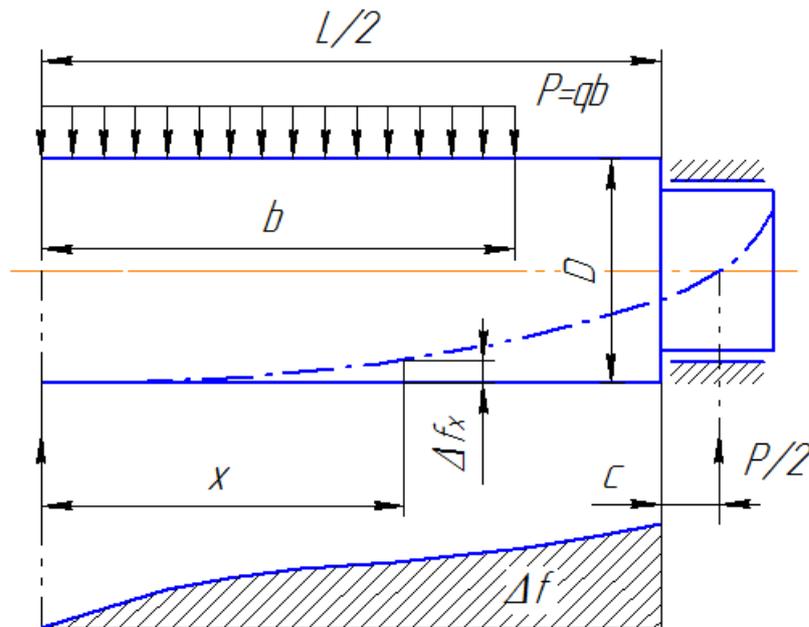


Рисунок 9.4 – До розрахунку компенсаційної кривої валка дуо

9.6.5. Міцність каліброваних валків

Небезпечний переріз може бути в будь-якому із калібрів бочки валка (рис. 9.4) і визначається після відповідних розрахунків у різних перетинах валка. При відомих зусиллях прокатки в кожному із калібрів визначаються реакції в опорах і згинальний момент при прокатуванні в конкретному калібрі. Згинальний момент у середині будь-якого калібру буде

$$M_{ui} = R_{ai} \cdot x_l; \quad R_{ai} = P_i \frac{(a - x_i)}{a},$$

де i – номер калібру;

P_i, R_{ai} – відповідно зусилля та опорна реакція певного калібру, в перерізу якого визначається згинальний момент.

Напруга згину в кожному калібрі

$$\sigma_i = \frac{M_{ui}}{0,1D_i^3}, \quad (88)$$

де D_i – діаметр валка в перерізі посередині i -го калібру.

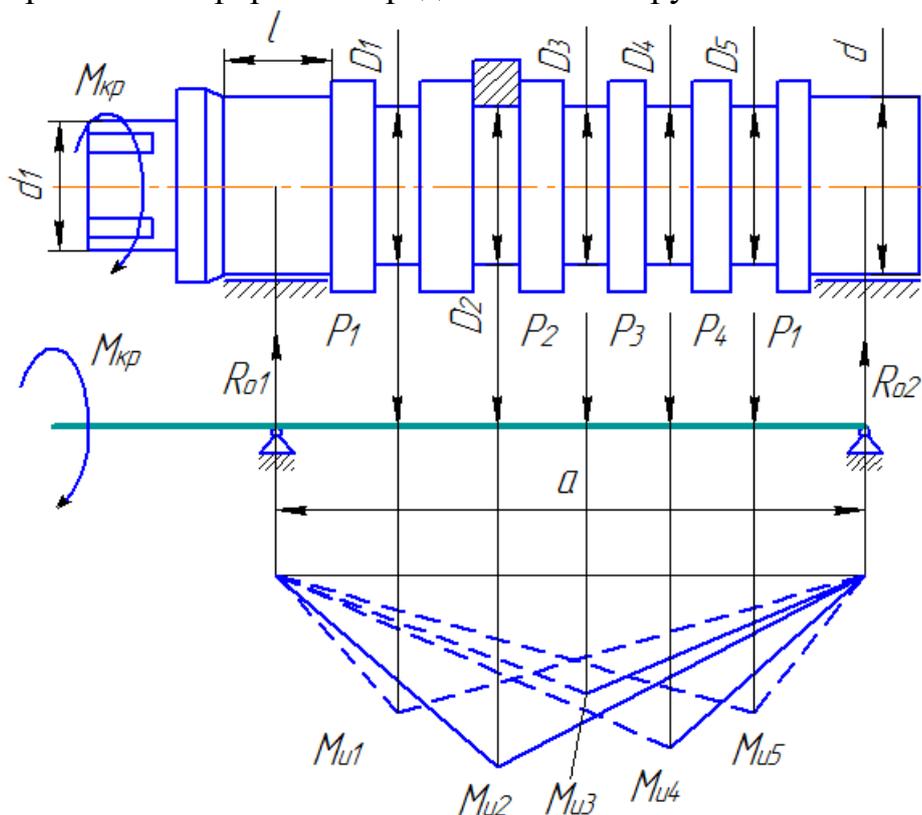


Рисунок 9.3 – До розрахунку на міцність каліброваного валка

9.7. Зменшення аварійності машин

Аналіз розрахункових та практичних даних по експлуатації прокатних станів приводить до наступних рекомендацій по зменшенню вірогідності аварійних ситуацій та підвищення надійності обладнання.

- Вибирати найбільш раціональні кінематичні схеми механізмів з усуненням довгих передаточних ланцюгів, не застосовувати статично невизначених систем у механізмах;
- Впроваджувати нові, точні розрахунки технологічних та динамічних навантажень;
- Застосовувати нові методи розрахунку на міцність та витривалість;
- Вдосконалювати конструкції деталей за рахунок раціональних їх форм і перерізів, не допускати концентраторів напруг;
- Приділяти значну увагу вибору конструктивних матеріалів, контролювати їх склад та структуру;
- Впроваджувати нові технології обробки деталей, підвищення їх точності, вибирати найефективніші зміцнювальні технології;
- Проводити регулярний контроль за якістю деталей за допомогою сучасної апаратури;
- Підвищувати культуру монтажних та ремонтних робіт, досягати необхідної точності складальних операцій;
- Поліпшувати контроль за справністю машин, не допускати розвитку втомленості;
- Не допускати порушення технологічного процесу, слідкувати за станом захисних пристроїв;
- Вести регулярний контроль за зносом деталей, станом стикових поверхонь, та поводити своєчасні регулювання та заміни.