

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ УКРАЇНИ
ІНСТИТУТ СИСТЕМНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ОСВІТИ
ЗАПОРІЗЬКА ДЕРЖАВНА ІНЖЕНЕРНА АКАДЕМІЯ

ISBN 5 - 7/63 - 9374 - 9

ЖУК А.Я., ЖЕЛЯБІНА Н.К.

ОСНОВИ РОЗРАХУНКІВ ПРИВОДІВ МАШИН
Навчальний посібник для студентів технічних
вузів за напрямом підготовки "Інженерна механіка"

Рекомендовано Міністерством
освіти України

Заступник



К.М.Левківський

Запоріжжя 1996

УДК 62-8

Рецензенти: кафедра "Машини та технологія ливарного виробництва" Запорізького державного технічного університету /завкафедрою д-р техн.наук, професор З.З.Муньова/; доцент кафедри теплотехніки та гідравліки Запорізького державного технічного університету канд. техн.наук О.М.Скляревський

Жук А.Я., Желябіна Н.К. Основи розрахунків приводів машин: Навчальний посібник./ Запоріжжя: видавництво ЗДТУ, 1996.- 145 с.

У посібнику описано основні величини, поняття й закони статички, кінематики, динаміки та гідравліки, що використовуються при розрахунках приводів машин, викладена методика приведення моментів інерції, мас та жорсткостей, визначення динамічних навантажень з урахуванням коливальних процесів, потужності електродвигунів, оптимальних швидкостей і передаточних чисел, охарактеризовано основну гідравлічну апаратуру з рекомендаціями по її використанню та методи випробовування ємкостей, зазначено етапи і послідовність розрахунків та вибору гідроприводів для різних видів розв'язуваних задач при проектуванні, наведено числові приклади розрахунків електромеханічного та гідравлічного приводів. Посібник наділено коротким українсько-російським технічним словником і адресовано студентам за напрямом підготовки "Інженерна механіка" вищих навчальних закладів, а також інженерним працівникам, що займаються питаннями розрахунків та проектування машин.

Табл.8. Лл.45. Бібліогр.:10 найм.

А.Я.Жук, Н.К.Желябіна

Навчальний посібник видано на кошти приватної фірми ГРБ "Енергія"

Директор Колотило Анатолія Дмитрович

З М І С Т

Передмова	4
I. Основні величини механіки; поняття і закони статички, кінематики та динаміки	5
I.1. Рух. Переміщення, швидкість та прискорення	5
I.2. Статика, рівновага тіл	12
I.3. Динаміка	18
I.4. Механічні коливання	43
I.5. Динамічні навантаження з урахуванням коливальних процесів	48
2. Основні теоретичні положення при розрахунках потужності електродвигунів механізмів та машин	56
3. Основні величини, закони і поняття гідравліки. Гідравлічні та пневматичні приводи механізмів і машин	67
3.1. Загальні відомості	67
3.2. Поняття про тиск та його види	68
3.3. Властивості робочих рідин і газів	70
3.4. Основні відомості про гідравліку трубопроводів	75
3.5. Розподільна, запобіжна, регульвальна й допоміжна апаратура	78
3.6. Насоси та гідравлічні двигуни	86
3.7. Устаткування для зберігання й очистки рідин	95
3.8. Насосні установки	97
3.9. Гідравлічний слідкуючий привод	97
3.10. Особливості управління пневматичним приводом	99
4. Основні положення і порядок розрахунків та вибору гідропривода	100
4.1. Розрахунок гідропривода поступальної дії	100
4.2. Розрахунок гідропривода обертальної дії	103
5. Випробування гідравлічних і газових емкостей	104
6. Приклади розрахунків приводів	105
6.1. Визначення потужності електродвигуна скіпової лебідки	105
6.2. Розрахунок гідравлічного механізму нахилу електропечі	118
Література	133
Короткий словник	134

ПЕРЕДМОВА

Основним типом привода машин промислових підприємств є електромеханічний привод. В останні роки більш широко почали застосовувати гідравлічний і пневматичний приводи, що дозволило спростити конструкцію деяких машин, зробити їх більш компактними та легшими. Правильний підхід до вибору та розрахунків привода в значній мірі визначає можливість одержання найбільш сприятливих техніко-економічних і експлуатаційних характеристик майбутньої машини. Тому вкрай важливо готувати спеціалістів таким чином, щоб вони могли грамотно вирішувати ці питання. Але в підручниках, як правило, переважає фрагментарне викладання розрахунків, яке базується на розгляді конкретних об'єктів, що робить студента безпорадним, коли він натрапляє на неописаний в літературі об'єкт.

У даному посібнику застосовано узагальнений підхід до вирішення поставленої задачі з розкриттям фізичної суті ключових величин, понять, законів механіки та гідравліки, що використовуються при розрахунках приводів машин. Викладено методику приведення моментів інерції, мас та жорсткостей, визначення динамічних навантажень з урахуванням коливальних процесів, потужності електродвигунів, оптимальних швидкостей і передаточних чисел. Описано основну гідравлічну апаратуру з рекомендаціями по її використанню та способи випробування ємкостей. Визначено етапи і послідовність розрахунків та вибору гідропроводів для різних видів розв'язуваних задач при проектуванні. Наведено числові приклади розрахунків електромеханічного та гідравлічного приводів.

Для забезпечення можливості користуватись посібником особам, які недостатньо володіють українською мовою, його наділено коротким українсько-російським технічним словником. Посібник призначається студентам за напрямом підготовки "Інженерна механіка" і може бути корисним інженерним працівникам, що займаються питаннями розрахунків та проектування машин.

I. Основні величини механіки, поняття та закони статичи, кінематики і динаміки

Слід розрізняти скалярні та векторні величини. Перші характеризуються числовим значенням і одиницею вимірювання /маса, енергія, час, температура, робота/, а другі – числовим значенням /модулем/, одиницею вимірювання та напрямом у просторі /швидкість, прискорення, сила, момент/.

I.1. Рух. Переміщення, швидкість та прискорення

Рухи поділяються на поступальний і обертальний. У свою чергу кижний з них поділяється на окремі види: рівномірний, рівноприскорений і нерівноприскорений.

I.1.1. Поступальний рух

Співвідношення між переміщенням S /м/, швидкістю V /м/с/, прискоренням a /м/с²/ та часом t /с/ для різних видів руху можна побачити на графіках /таблиця I.1/. Основними положеннями кінематики є такі:

1. Величина переміщення, що пройшло тіло, дорівнює площі графіка швидкості.

Наприклад:

при прямокутному графіку швидкості -	$S = v \cdot t$	/I.1/
при трикутному графіку	- $S = \frac{1}{2} v t$	/I.2/
при графіку, обмеженому кривою	- $S = \int_0^t v dt$	/I.3/

2. Величини швидкості і прискорення характеризуються тангенсом кута нахилу дотичної до кривої, яка обмежує відповідну площу графіка переміщення або швидкості.

3. Швидкість є першою похідною від переміщення, а прискорення другою похідною від переміщення, або першою від швидкості.

При прискореному русі вводиться поняття миттєвих швидкостей та прискоренн. У цьому випадку вони є функціями часу: $v = v(t)$; $a = a(t)$.

Окремим випадком рівноприскореного руху є вільне падіння тіл. Шлях h , який тіло пройде за час t визначається за формулою:

$$h = \frac{1}{2} v \cdot t \quad , \quad \text{або} \quad h = \frac{1}{2} g t^2 \quad , \quad \text{де} \quad g = 9,81 \text{ м/с}^2 \text{ - прискорення вільного падіння.}$$

I.1.2. Обертальний рух

Закони, котрі описують рух тіл по колу, аналогічні законам поступального руху /табл. I.1/. Основними величинами є кут повороту φ

Таблица I.I.

Виды ruchu			
	Рівномірний	Рівноприскоренний	Нерівноприскоренний
Поступальний	<p>S</p>	<p>S</p>	<p>S</p> <p>$S = S(t)$</p>
	<p>V</p> <p>$V = S/t = \text{const}$</p>	<p>V</p> <p>$V = \Delta S / \Delta t = tg \alpha$</p>	<p>V</p> <p>$V = \dot{S}(t)$</p>
	<p>a</p> <p>$a = 0$</p>	<p>a</p> <p>$a = V/t = tg \beta$</p>	<p>a</p> <p>$a = \ddot{S}(t)$</p>
Обертальний	<p>φ</p> <p>$\varphi_{\text{рад}} / \varphi = \pi / 180^\circ$</p>	<p>φ</p> <p>$1 \text{ рад} = 57,3^\circ$</p>	<p>$\varphi = \varphi(t)$</p>
	<p>ω</p> <p>$\omega = \varphi/t = \text{const}$</p>	<p>ω</p> <p>$\omega = \Delta \varphi / \Delta t = tg \alpha$</p>	<p>$\omega = \dot{\varphi}(t)$</p>
	<p>ε</p> <p>$\varepsilon = 0$</p>	<p>ε</p> <p>$\varepsilon = \omega/t = \text{const}$</p>	<p>$\varepsilon = \ddot{\varphi}(t)$</p>
	<p>a_τ</p> <p>$a_\tau = 0$</p>	<p>a_τ</p> <p>$a_\tau = \varepsilon \cdot r = \text{const}$</p>	<p>$a_\tau = \ddot{\varphi}(t) \cdot r$</p>
	<p>a_n</p> <p>$a_n = \omega^2 \cdot r = \text{const}$</p>	<p>a_n</p> <p>$a_n = \omega^2 \cdot r$; $a_n = \frac{V_0^2}{r}$</p>	<p>$a_n = (\dot{\varphi}(t))^2 \cdot r$</p>

/рад/, кутова швидкість ω /рад/с/, кутове прискорення ε /рад/с²/, частота обертання n , яка вимірюється числом обертів за одиницю часу /1/с або с⁻¹/.

Якщо $\omega = \varphi/t$, де $t = 1/n$ - час одного оберту, $\varphi = 2\pi$ - кут повороту вала /осі/ за один оберт, то співвідношення між ω і n буде таким:

$$\omega = 2\pi \cdot n \quad /I.4/$$

В техніці n вимірюється числом обертів за хвилину /хв⁻¹/.

Тоді

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60} \quad \text{або} \quad \omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad /I.5/$$

I.1.3. Визначення швидкостей та прискорень методом планів

Метод широко використовується при розрахунку важільних систем, серед яких в металургійних машинах частіше зустрічаються кривошипно-шатунні /механічні преси/ і кривошипнокоромислові /механізми качання хобота мульдозавальних машин плавильних печей/ механізми. Застосування методу, хоч він має істотні погрішності, пояснюється складнощами, а іноді й неможливістю використання аналітичних розрахунків. Крім того, плани швидкостей є основою методу М.Є.Жуковського при силових розрахунках важільних систем.

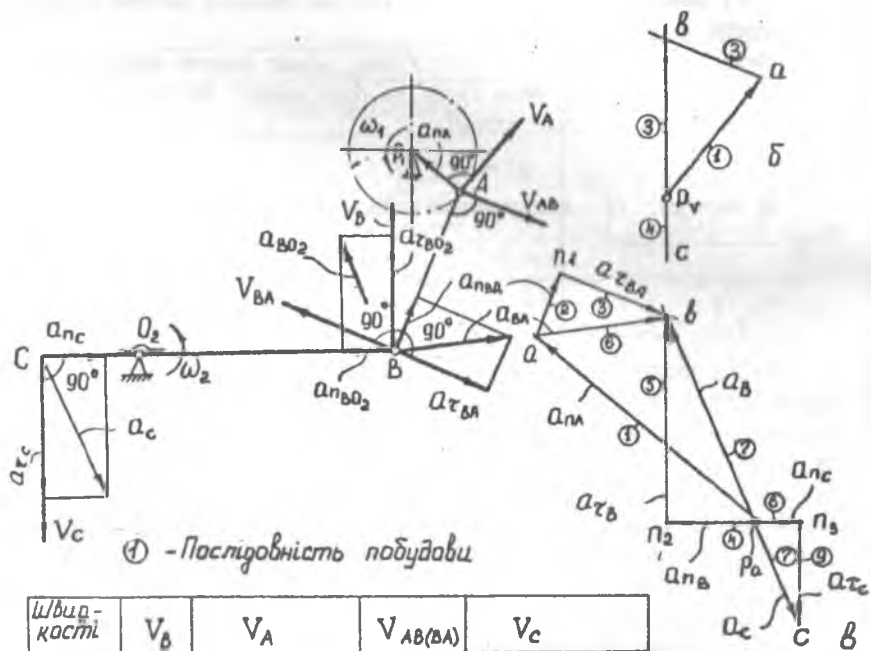
При розрахунку задаються розмірами важелів, які вибираються із конструктивних міркувань і кутовою швидкістю ω_1 початкової ланки системи /кривошипу/. Причому, для спрощення розрахунку задачі приймають $\omega_1 = const$, внаслідок чого кутове ε_1 і тангенціальне $a_{\tau A}$ прискорення будуть дорівнювати нулю. Побудову виконують в масштабі /масштаб швидкості - μ_v , масштаб прискорення - μ_a / для декількох положень механізму. При цьому належить зважати на те, що вектори абсолютних швидкостей /прискорень/ мають початок у полюсі p_v (p_a), а вектори відносних швидкостей /прискорень/ розташовуються на кінцях перших.

Приклад побудови планів швидкостей та прискорень для одного положення кривошипнокоромислового механізму показано на рис. I.1.

Послідовність побудови:

I. Креслення схеми механізму /рис. I.1, а/.

На схемі: a_{nA} , a_{nB} , a_{nB} , a_{nC} , $a_{\tau C}$ - абсолютні нормальні і тангенціальні прискорення точок A , B , C ; a_{nBA} , $a_{\tau BA}$ - відносні нормальне і тангенціальне прискорення точки B відносно точки A ; a_B , a_C , a_{BA} - узагальнені прискорення;



⊙ - Послідовність побудови

Швидкості	V_B	V_A	$V_{AB(BA)}$	V_C
Модуль	?	$\omega_1 \cdot O_1A$?	$V_B \cdot D_2C / D_2B$
Напрямок	$\perp O_2B$	$\perp O_1A$	$\perp AB$	$\perp D_2C$
Відрізок на площині, мм	?	$\rho_{VA} \cdot V_A / \mu_V$?	$\rho_{VC} = \rho_{VB} \cdot D_2C / D_2B$

Прискорення	a_B	a_A	a_{BA}	a_{CA}	a_{O_2}	a_{O_2B}	a_{CB}
Модуль	?	$\omega_1^2 \cdot O_1A$	$\frac{V_{BA}^2}{BA} = \frac{(a_B \cdot \mu_V)^2}{BA}$?	0	$\frac{V_B^2}{BO_2} = \frac{(\rho_{VB} \cdot \mu_V)^2}{BO_2}$?
Напрямок	?	$\parallel O_1A$	$\parallel BA$	$\perp BA$	Точка ρ_a	$\parallel BO_2$	$\perp BO_2$
Відрізок на площині, мм	?	$\rho_a a = a_{PA} / \mu_a$	$a_{P1} = a_{PBA} / \mu_a$?	0	$\rho_a \rho_a = a_{PB} / \mu_a$?

Рис. 1.1. До побудови планів швидкостей та прискорень.

a_{O_2} - прискорення точки O_2 /відіграє допоміжну роль при побудові/;

V_A, V_B - абсолютні швидкості точок A, B ;

$V_{BA}(V_{AB})$ - відносні швидкості точок ланки AB .

2. Побудова плану швидкостей /рис.І.І,б/. Складають рівняння швидкостей відносно однієї із числа невідомих шуканих швидкостей. Для нашого випадку $\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{AB}$. Після цього при відносному напрямку вектора швидкості V_A визначають величини швидкості та еквівалентного їй відрізка $p_v \alpha = V_A / \mu_v$ на плані. Довільно вибирають положення полюса p_v і відкладають від нього паралельно вектору швидкості V_A відрізок $p_v \alpha$. Через кінець цього відрізка /точка α / проводять лінію паралельно напрямку вектора відносної швидкості V_{AB} , а із полюса p_v - лінію паралельно напрямку вектора абсолютної швидкості V_B . Точка перетину цих двох ліній дає відрізки $p_v \beta$ і $\beta \alpha$, котрі в перерахунку на масштаб $1 / p_v \beta \cdot \mu_v$, $\beta \alpha \cdot \mu_v$ / відображають величини швидкостей V_B і $V_{AB}(\beta \alpha)$. Відрізок $p_v \gamma$, який відображає величину швидкості V_C , визначається із співвідношення розмірів ланок $O_2 B$ і $O_2 C$. Процес побудови графіка істотно спрощується, якщо будемо користуватися таблицею-матрицею /рис.І.І,б/.

3. Побудова плану прискорень /рис.І.І,в/

Як і при побудові плану швидкостей спочатку складають рівняння прискорень відносно однієї із невідомих шуканих величин /в даному випадку прискорення a_B /. Останні два невідомих прискорення a_{τ_B} , $a_{\tau_{BA}}$ визначаються в процесі побудови шляхом перетину їх векторів. Це можна обґрунтувати тим, що дві ланки $O_2 B$ і BA мають спільну точку B . Для розв'язання цієї задачі одного рівняння недостатньо. Тому складають два рівняння:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_{n_A} + \vec{a}_{n_{BA}} + \vec{a}_{\tau_{BA}}$$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}_{n_B} + \vec{a}_{\tau_B} = \vec{a}_{n_B} + \vec{a}_{\tau_B}$$

На основі цих рівнянь складають таблицю-матрицю /рис.І.І/. Вони також вказують на послідовність побудови плану, котра на рисунку позначена цифрами в колах. Для доповнення інформації, яка подана на рисунку І.І, слід зазначити, що величину відрізка $p_a n_3$ на плані можна вирахувати за формулою $p_a n_3 = a_{nc} / \mu_a$. Точку C одержують шляхом перетину напрямків векторів прискорень a_C, a_{τ_C} .

І.І.4. Визначення швидкостей та прискорень методами графічно-

го диференціювання та інтегрування

Ці методи широко використовуються при аналізі важільних систем. В той же час вони мають велику погрідність. В сфері металургійного устаткування метод диференціювання застосовується при розрахунку кантувального обладнання розливних машин. Пояснюється це тим, що між кутами повороту φ ковша і часом t зливу металу має місце криволінійна залежність, яка практично не піддається математичному опису. В той же час ковшові необхідно надати таку швидкість повороту, яка б забезпечила сталість об'єму металу, що зливається в одиницю часу.

При диференціюванні графік шляху, який побудовано в масштабі μ_φ , ділиться на окремі проміжки /рис.І.2/. Як наслідок, на кривій $\varphi = \varphi(t)$ знаходять точки I - 8, через які проводять дотичні /точки можна з'єднати і хордами/. Кути нахилу дотичних $\alpha_1 - \alpha_8$. Маючи ці дані, розпочинають побудову графіка швидкості. Для цього довільно вибирають полюс A на відстані OA від початку координат. Через нього проводять лінії, паралельні дотичним, які на осі ординат дають точки перетину I' - 8'. Потім через ці точки проводять горизонтальні лінії до їх перетину з вертикальними лініями, опущеними з точок I - 8. Одержують точки перетину I'' - 8'', котрі з'єднують плавною кривою. Масштаб швидкості $\mu_\omega = \mu_\varphi / (\mu_t \cdot OA)$, рад \cdot с $^{-1}$ /мм, де μ_t , с/мм - масштаб часу.

Аналогічно будують графік прискорення, якщо це необхідно. Тільки в цьому випадку за основу приймають графік швидкості.

За допомогою графічного інтегрування можна побудувати графік переміщення при відомому графіку швидкості чи графік швидкості при наявності графіка прискорення. Тут побудова графіків ведеться в зворотному порядку, який прийнято при диференціюванні.

І.І.5. Аналітичні методи визначення переміщень, швидкостей і прискорень

Аналітичні методи застосовуються в таких випадках:

- потрібно одержати дані з більш високою точністю;
- закон руху чітко піддається математичному опису;
- в простих механізмах з постійним передаточним числом.

Розглянемо аналітичний метод на прикладі виведення формули для нормального прискорення при обертальному русі. Нехай по колу рухається точка B /рис.І.3/. Її поточні координати $x = r \cos \varphi$, $y = r \sin \varphi$. Відомо, що $\alpha = \ddot{S}$, тобто прискорення являє собою другу похідну від переміщення. Після подвійного диференціювання

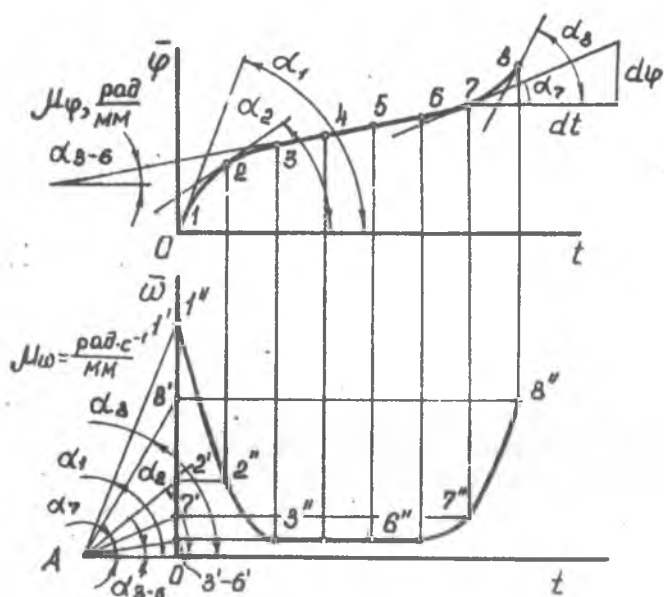


Рис. 1.2. До визначення кутової швидкості шляхом графічного диференціювання

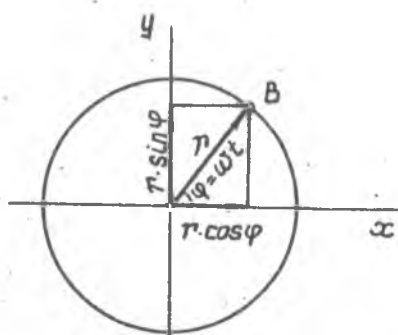


Рис. 1.3. До розрахунку нормального прискорення

координати цієї точки знаходять прискорення в напрямку початку координат:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= -\omega r \sin \omega t, & \dot{y} &= \omega r \cos \omega t, \\ \ddot{x} &= -\omega^2 r \cos \omega t, & \ddot{y} &= -\omega^2 r \sin \omega t. \end{aligned}$$

Знак мінус вказує на те, що прискорення направлено на початок координат. Узагальнене прискорення, що також є нормальним, буде

$$\begin{aligned} a_n &= \sqrt{(-\omega^2 r \cos \omega t)^2 + (-\omega^2 r \sin \omega t)^2} \\ \text{або } a_n &= \sqrt{\omega^4 \cdot r^2 (\cos^2 \omega t + \sin^2 \omega t)} = \omega^2 \cdot r \end{aligned}$$

Для плоских вахільних механізмів застосовують також метод послідовного диференціювання функції переміщення точки.

У багатьох випадках при аналітичних розрахунках використовується така величина, як передаточне число, що являє собою відношення швидкостей, частот обертання, а в зубчатих передачах ще відношення числа зубів ведучого і веденого коліс. Загальне передаточне число одержують шляхом перемноження передаточних чисел окремих ланок або передач. У канатних системах з блоками замість передаточного числа використовується термін "кратність поліспасти". Вона визначається діленням числа канатів Z_r , які утримують вантаж, на число канатів Z_b , що навіваються на барабан. Кратність утворюють тільки рухомі блоки. В таблиці 1.2 наведені відомості про передаточні числа та кратності для найбільш поширених механізмів.

1.2. Статика, рівновага тіл

1.2.1. Сили

Сили є векторні величини, що характеризуються як модулем, так і напрямком дії. Одиниця виміру сили – Ньютон /Н/. Силу, яка прикладена до твердого тіла, можна перемішати тільки вздовж лінії її дії. Якщо на тіло діє декілька сил, то їх можна замінити рівнодією.

У випадку дії сил за однією прямою їх рівнодіюча дорівнює сумі або різниці величин цих сил, тобто сили складаються алгебраїчно. Якщо до однієї точки прикладені дві сили, які мають різні напрямки дії, то їх рівнодіюча визначається за правилом паралелограма. При дії на точку декількох сил з різним напрямком їх рівнодіюча визначається шляхом побудови многокутника сил. Для його побудови послідовно відкладають в напрямку дії відповідних сил відрізки, які мають бути еквівалентними величинам цих сил. При цьому до кінця першого вектора приєднують початок другого, а до кінця другого – поча-

Таблиця 1.2.

Тип механізму	Передаточне відношення	Швидкості
	$i_{13} = V_A / V_B =$ $= 1 / (\sin \varphi + \frac{\tau}{2l} \sin 2\varphi)$	$V_A = \omega \cdot \tau$ $V_B = V_A / i_{13} =$ $= \omega \tau (\sin \varphi + \tau \sin 2\varphi / 2l)$
<p>М-миттєвий центр швидкості</p>	$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_2} =$ $= \frac{O_2 B}{O_1 A} \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}$	$V_A = \omega_1 \cdot O_1 A$ $V_B = \omega_2 \cdot O_2 B =$ $= \omega_1 \cdot O_2 B / i_{13}$
	$i_{12} = 1$ $i_{13} = h / r$	$V_A = \omega_1 r = \pi \cdot n \cdot r / 30;$ $V_B = \omega_2 \cdot O_2 B =$ $= \omega_1 \cdot O_2 B / i_{13}$
	$i = \frac{2\pi r}{h}$	<p>При $\varphi = 2\pi$ $S = h$</p> $\omega = 2\pi n; n = \frac{\omega}{2\pi}$ $V = \frac{\omega}{2\pi} \cdot h; V = n \cdot h$
	$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1};$ $i_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{n_2}{n_3} = 1;$ $i_{34} = \frac{\omega_3}{\omega_4} = \frac{n_3}{n_4} = \frac{Z_4}{Z_3};$ $i_{45} = \frac{\omega_4}{\omega_5} = \frac{n_4}{n_5} = 1;$ $i_{56} = \frac{\omega_5}{\omega_6} = \frac{n_5}{n_6} = \frac{Z_6}{Z_5};$ $i_{67} = \frac{\omega_6}{\omega_7} = \frac{n_6}{n_7} = 1;$ $i_{16} = i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} \cdot i_{45} \cdot i_{56} \cdot i_{67}$ $i_{16} = i_0 = \omega_1 / \omega_4$ $i_{18} = L_n = Z_n / Z_5$	$V_6 = \omega_4 \cdot R_6;$ $V_5 = \pi n_4 \cdot R_5 / 30$ $V_5 = \pi n_4 \cdot R_5 / 30 \cdot i_{16}$ $V = V_5 / L_n$

ток третього і т.д. Після цього з'єднують початок першого і кінець останнього векторів лінією, котра відображає як напрямок дії, так і величину рівнодіючої. Якщо початок першого і кінець останнього векторів збігаються, то це свідчить про те, що рівнодіюча сил в даному випадку дорівнює нулю.

Правило многокутника може також застосовуватись при визначенні конкретних невідомих як за величиною, так і за напрямком сил. Прикладом може бути визначення сили F , яка діє на кромки щелеп грейфера при зачерпуванні матеріалу /рис. 1.4/.

При побудові многокутника сил належить враховувати такі фактори:

1. Якщо напрямок шуканої сили невідомий, то всі останні сили повинні бути відомі як за величиною, так і за напрямком дії.
2. Якщо напрямок шуканої сили відомий, то одна із інших сил може бути відома тільки за напрямком.

1.2.2. Момент сили

Момент сили відносно деякої точки /осі/ дорівнює добутку сили і найкоротшої відстані від цієї точки /осі/ до лінії дії сили /плече/. Так само як сила, момент є векторна величина. Одиниця виміру - Ньютон х метр /Н·м/.

Якщо на тіло, котре може обертатися навколо якоїсь точки /осі/ діють декілька сил, то загальний момент дорівнює алгебраїчній сумі окремих моментів. Знаки "+" і "-" можуть установлюватися довільно; в той же час момент, який утворює обертання проти годинникової стрілки, прийнято вважати додатним.

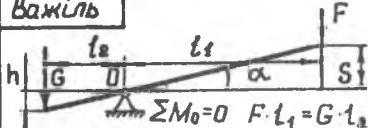
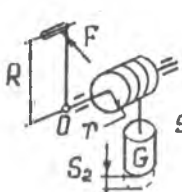
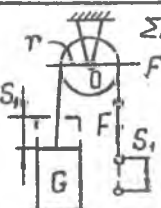
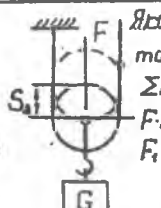
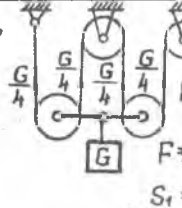
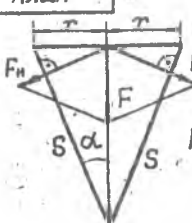
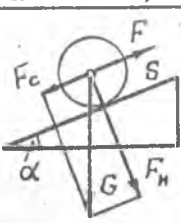
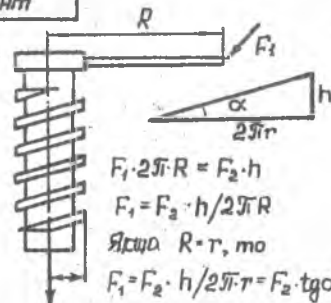
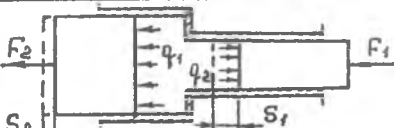
1.2.3. Золоте правило механіки

Це правило гласить: "Те, що вдається виграти в силі, втрачається програти у переміщенні". Найбільш яскраво ілюструють "золоте правило" такі обладнання і передачі: важіль, буравчик, поліспаст, клин, похила площина, гвинт, гідропідсилювач тощо /таблиця 1.3./. Правило не поширюється на рівноплечі важелі та нерухомі блоки. Останні використовуються лише для зміни напрямку прикладання сили.

1.2.4. Важіль Жуковського

Відомий метод М.Є.Жуковського, який одержав скорочену назву "важеля Жуковського", широко використовується при визначенні урівноважених сил F_y та моментів M_y у важільних системах. Згідно цього методу план швидкостей, який повернуто на 90° , розглядається як жорсткий важіль, до відповідних точок котрого прикладені діючі зовнішні сили. Умову рівноваги жорсткого важеля у загально-

Таблиця І.3.

<p>Важіль</p>  <p>$\Sigma M_0 = 0 \quad F \cdot l_1 = G \cdot l_2$</p> <p>Якщо $l_1 = S / \text{tg} \alpha$, $l_2 = h \cdot \text{tg} \alpha$, то</p> <p>$F \cdot S = G \cdot h$, $F = G \cdot h / S$</p>	<p>Коловорот</p> <p>$\Sigma M_0 = 0$</p> <p>$F \cdot R = G \cdot r$</p> <p>$F = G \cdot r / R$ чи</p> <p>$F = G \cdot S_2 / S_1$</p> <p>$S_1 = 2\pi R$, $S_2 = 2\pi r$</p> 
<p>Нерухоми і рухомі блоки, поліспаст</p> <div style="display: flex; justify-content: space-around;"> <div data-bbox="106 494 372 702">  <p>$\Sigma M_0 = 0$</p> <p>$F \cdot r = G \cdot r$</p> <p>$F = G$</p> <p>$S_1 = S_2$</p> </div> <div data-bbox="372 494 617 702">  <p>Якщо $S_2 = r$, то $S_1 = 2r$</p> <p>$\Sigma M_0 = 0$</p> <p>$F \cdot 2r = G \cdot r$</p> <p>$F_1 = G/2$</p> </div> <div data-bbox="617 494 904 702">  <p>$l_n = 4$</p> <p>$F = G / l_n = G/4$</p> <p>$S_1 = 4 \cdot S_2$</p> </div> </div>	
<p>Клин</p>  <p>$2F_N \cdot h = F \cdot S$</p> <p>$F_N = F \cdot S / 2h$</p> <p>$h/S = \sin \alpha$</p> <p>$F_N = F / 2 \sin \alpha$</p>	<p>Пахила площина</p>  <p>$F_c = F$</p> <p>$F \cdot S = G \cdot h$</p> <p>$F = G \cdot h / S$</p> <p>$h/S = \sin \alpha$</p> <p>$F = G \cdot \sin \alpha$</p> <p>$F_N = G \cdot \cos \alpha$</p>
<p>Гвинт</p>  <p>$F_1 \cdot 2\pi R = F_2 \cdot h$</p> <p>$F_1 = F_2 \cdot h / 2\pi R$</p> <p>Якщо $R = r$, то</p> <p>$F_1 = F_2 \cdot h / 2\pi r = F_2 \cdot \text{tg} \alpha$</p>	<p>Гідропідсилювач</p>  <p>$q_1 = q_2$ чи $F_1 / S_1 = F_2 / S_2$</p> <p>Якщо $S_1 = \pi d^2 / 4$ і $S_2 = \pi D^2 / 4$</p> <p>то $F_1 / d^2 = F_2 / D^2$, $F_2 = F_1 \cdot D^2 / d^2$</p> <p>$S_2 = S_1 \cdot d^2 / D^2$</p>

му випадку при дії на систему сил та моментів можна записати таким чином:

$$F_1 h_1 + F_2 h_2 + \dots + F_n \cdot h_n + M_1 + \dots + M_n + F_y \cdot h_y = 0,$$

де F_i , h_i - відповідні сили і плечі їх прикладання відносно полюса P_v .

Для ілюстрації методу використаємо схему механізму і план швидкостей, які показано на рис. I.1. Схему дії сил та важіль Жуковського показано на рис. I.5.

Для знаходження F_y складаємо рівняння сил відносно полюса P_v . Внаслідок чого одержимо:

$$F_1 \cdot h_1 + F_2 \cdot h_2 - F_3 \cdot h_3 - F_y \cdot h_y + M_1 = 0$$

Звідки
$$F_y = (F_1 \cdot h_1 + F_2 \cdot h_2 - F_3 \cdot h_3 + M_1) / h_y$$

Зрівноважений момент
$$M_y = F_y \cdot O_1 A$$

Аналогічно побудову і обчислення виконують для декількох положень механізму.

I.2.5. Рівновага, центр сил тяжіння.

Центр сил тяжіння являє собою точку прикладення рівнодіючої сил тяжіння окремих частин тіла. Положення цього центра можна визначити, якщо застосувати правило складання моментів. Згідно цього методу момент сили тяжіння всього тіла, прикладений до центру сил тяжіння, відносно довільної осі дорівнює сумі моментів сил тяжіння окремих частин тіла відносно тієї ж осі.

Нехай G , V - відповідно сила тяжіння / вага / і об'єм всього тіла; G_i , V_i - сила тяжіння і об'єм окремих частин тіла; x_c , y_c - координати загального центра тяжіння; x_i , y_i - координати центрів сил тяжіння окремих частин; S_i - площі фігур. Тоді

$$G \cdot x_c = \sum G_i \cdot x_i, \quad G \cdot y_c = \sum G_i \cdot y_i$$

Звідки
$$x_c = \sum G_i \cdot x_i / G, \quad y_c = \sum G_i \cdot y_i / G$$

а так, як $G = \sum G_i$, то остаточно одержимо:

$$x_c = \sum G_i \cdot x_i / \sum G_i, \quad y_c = \sum G_i \cdot y_i / \sum G_i \quad /1.6/$$

Для однорідних тіл

$$x_c = \sum V_i \cdot x_i / \sum V_i, \quad y_c = \sum V_i \cdot y_i / \sum V_i \quad /1.7/$$

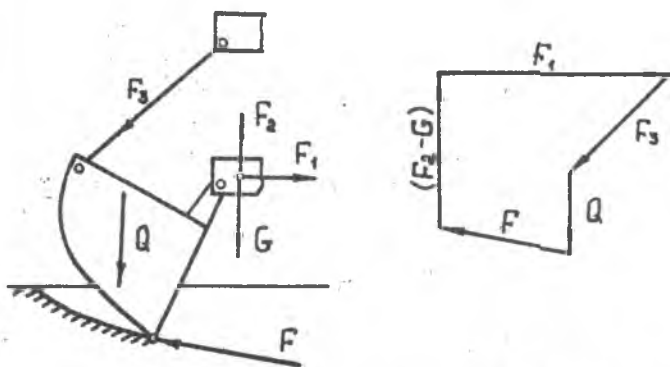


Рис.1.4. До визначення зусилля, яке діє на кромки щелеп
грейфера

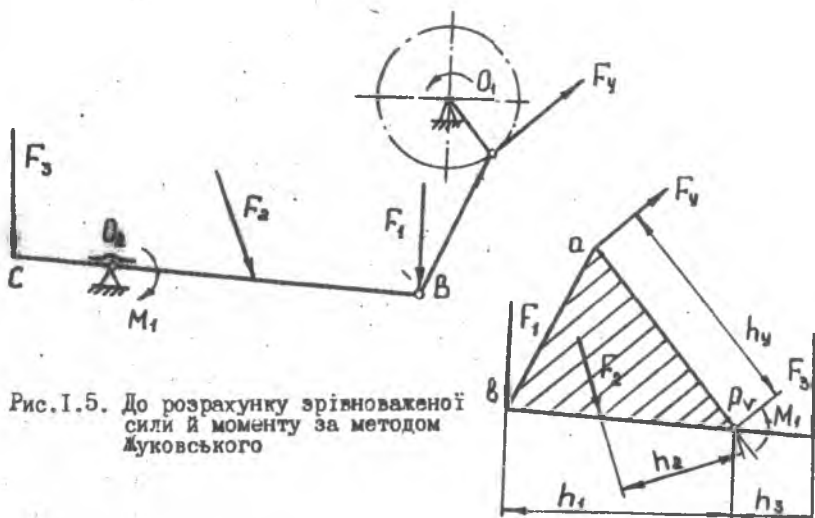


Рис.1.5. До розрахунку зрівноваженої
сили й моменту за методом
Жуковського

Для плоских фігур

$$x_c = \frac{\sum S_i x_i}{\sum S_i}, \quad y_c = \frac{\sum S_i y_i}{\sum S_i} \quad /1.8/$$

Для полегшення знаходження центрів сил тяжіння складної конфігурації зручно розбивати їх на окремі правильні геометричні об'єми або фігури, координати центрів тяжіння яких відомі, легко піддаються розрахунку чи приводяться у довідковій літературі /наприклад, таблиця I.4/. Якщо це не вдається чи потрібно мати підвищену точність, то використовують диференційне обчислення. У цьому випадку весь об'єм чи площу тіла розбивають на елементарні об'єми або площі, проте за умови, що їх форму можна описати математичною функцією.

Центр тяжіння можна визначити також експериментально. Для цього фігуру підвішують спочатку в одній точці, а потім в іншій і через точки підвісу проводять вертикальні прями. Точка перетину вертикалей і буде центром тяжіння.

I.2.6. Стійкість

При розгляді стійкості об'єкту слід передусім враховувати способ його установа: об'єкти, які мають не менше трьох - чотирьох опорних точок /незакріплені рами і тумби, візки, крани тощо/ і об'єкти, які мають дві точки опори /ковші, конвертори, обертові печі та ін./.

Для першої групи об'єктів положення буде стійким, якщо опущена з його центра тяжіння вертикаль буде проходити всередині утвореного опорами контура. Мірою стійкості служить величина перекидного моменту M_D , який має бути меншим моменту від сил тяжіння M_T . Останній перешкоджає самоперекиду об'єкта.

Для другої групи об'єктів положення буде стійким, якщо загальний центр сил тяжіння об'єкта буде міститися нижче його осі або точки опори. На рис. I.6 показані схеми об'єктів, які зображають обидві групи, і умови їх стійкості.

I.3. Динаміка

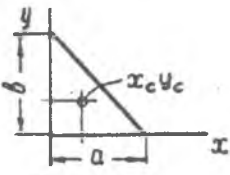
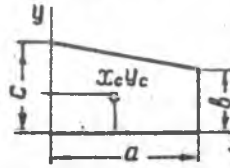
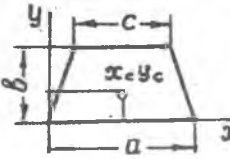
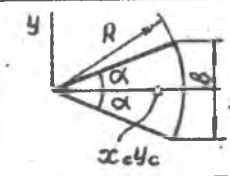
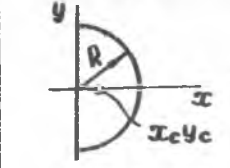
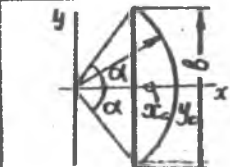
I.3.1. Закони Ньютона

Подібно до того, як вся геометрія з її численними теоремами "побудована" на п'яти аксіомах /постулатах/ Евкліда, так вся механіка базується на трьох законах Ісаака Ньютона.

Перший закон: Всяке тіло зберігає стан спокою чи рівномірного прямолінійного руху доти, доки зовнішня діюча сила не змінить його стану.

Таблиця І.4.

Центри тяжіння плоских геометричних фігур

Фігура		Площа	Координати центру тяжіння
Трикутник		$S = a \cdot b / 2$	$x_c = a / 3$ $y_c = b / 3$
		$S = a(b+c) / 2$	$x_c = \frac{a(2b+c) / 3}{b+c}$ $y_c = \frac{bc + b^2/3 + c^2/3}{b+c}$
Трапеція		$S = b(a+c) / 2$	$x_c = a / 2$ $y_c = \frac{2ab/3 + bc}{a+c}$
Круговий сектор		$S = \alpha R^2$	$x_c = \frac{2R \cdot \sin \alpha}{3\alpha} = \frac{R^2 \beta}{3S}$
Півкруг		$S = \pi R^2 / 2$	$x_c = 4R / 3\pi$ $y_c = 0$
Круговий сегмент		$S = R^2 / 2 \times$ $\times (2\alpha - \sin 2\alpha)$	$x_c = \frac{4R \sin^3 \alpha}{3(2\alpha - \sin 2\alpha)} =$ $= \frac{R^3}{12S} \quad y_c = 0$

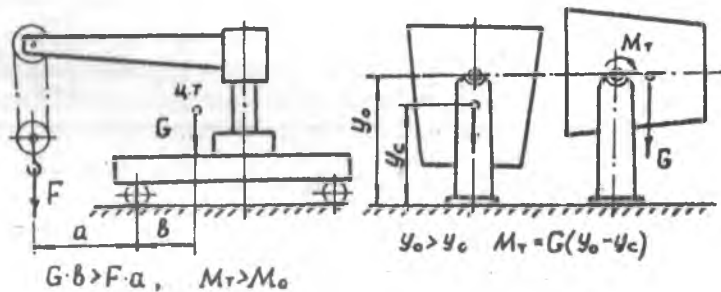


Рис.1.6. До визначення умов стійкості

Другий закон: Добуток маси тіла і його прискорення дорівнює діючій на тіло силі.

Третій закон – закон рівності дії і протидії: Сили взаємодії двох тіл однакою за величиною, протилежні за напрямком і направлені за однією прямою.

1.3.2. Маса, сили інерції і тяжіння

Маса m тіла є незмінною характеристикою даного тіла, не залежить від його місцезнаходження і характеризує дві властивості: інертність і тяжіння. Одиниця виміру маси – кілограм /кг/. Кілограм визначається як маса міжнародного прототипу кілограма – платино-іридієвого циліндра, який зберігається у Парижі. Маса визначається порівнянням на важільних /а не пружинних/ терезах.

Силою називається всяка причина, яка надає прискорення чи спричиняє до деформації тіла. Зв'язок між діючою силою F і визваною нею зміною стану руху /прискоренням a / встановлює другий закон Ньютона, тобто

$$F = m \cdot a, \quad H \left(\frac{кг \cdot м}{с^2} \right) \quad /1.9/$$

Прискорення виникає в напрямку дії прикладеної сили. Крім сили, яка спричиняє до прискорення, існує так звана сила інерції, котра є наслідком прискорення. Сили, які спричиняють прискорення тіла, і сили інерції цього тіла завжди рівні за модулем, але протилежні за напрямком, тобто

$$F_i = - m \cdot a \quad /1.10/$$

Крім цих сил на кожне тіло діють гравітаційні сили, які називаються силами тяжіння або просто вагом тіла.

Відповідно до виразу /1.9/, якщо відомі маса m тіла і прискорення вільного падіння /сили тяжіння/ $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, можна обчислити силу тяжіння /вагу/ тіла:

$$G = m \cdot g \quad /1.11/$$

1.3.3. Доцентрові і відцентрові сили

Ці сили мають місце при обертальному русі. Доцентрова сила забезпечує рух тіла по колу і направлена за радіусом до центру обертання. Її можна визначити за формулою /1.9/, якщо в ній замість лінійного прискорення a взяти нормальне прискорення a_n . Тоді

$$F_{ц} = m a_n = m \frac{v^2}{r} = m \frac{(\omega r)^2}{r} = m \omega^2 r \quad /I.12/$$

Відцентрова сила $F_{ц}$ - це сила інерції, яка дорівнює за модулем доцентровій силі, але має протилежний напрямок, тобто

$$F_{ц} = - m \omega^2 r \quad /I.13/$$

Якщо в обертальній системі відліку тіло рухається по радіусу від центру або до центру /окружна швидкість його змінюється/, то воно придбає тангенціальне прискорення, яке спричинене силою Кориоліса.

I.3.4. Сили тертя та опору переміщенню

В залежності від характеру поверхневого тертя розрізняють сухе і в'язке тертя. Сухе тертя - це тертя сухих поверхонь, в'язке тертя - це тертя поверхонь, які роз'єднані шаром рідини чи газу.

Якщо одне тверде тіло ковзає по поверхні іншого твердого тіла, то це тертя називають тертям ковзання, якщо ж одне тіло котиться по іншому, то - тертям кочення.

Основним законом сухого тертя ковзання є закон французького вченого Амонтона, відкритого ним у 1699 році. Закон гласить: "Максимальна сила тертя спокою $F_{тр.0}$ пропорційна притискній силі /нормальному тиску/ F_N ", тобто

$$F_{тр.0} = \mu_0 \cdot F_N$$

де μ_0 - безрозмірний коефіцієнт сухого тертя ковзання спокою, який залежить від властивостей поверхонь тертя.

Під час руху /рис. I.7, а/ величина коефіцієнта тертя дещо зменшується. Тоді

$$F_{тр} = \mu \cdot F_N \quad /I.14/$$

Коефіцієнт тертя можна визначити експериментально. В цьому випадку тіло поміщають на похилу площину і визначають кут її нахилу, при якому тіло почне переміщатися з постійною швидкістю. На основі схеми /рис. I.7, б/ можна записати рівняння $F_{тр} = G \cdot \sin \alpha$. З іншого боку $F_{тр} = G \cdot \cos \alpha \cdot \mu$. Якщо прирівняти ці рівняння, то одержимо $G \cdot \sin \alpha = G \cdot \cos \alpha \cdot \mu$, або $\sin \alpha = \cos \alpha \cdot \mu$. Звідси

$$\mu = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} = \tan \alpha \quad /I.15/$$

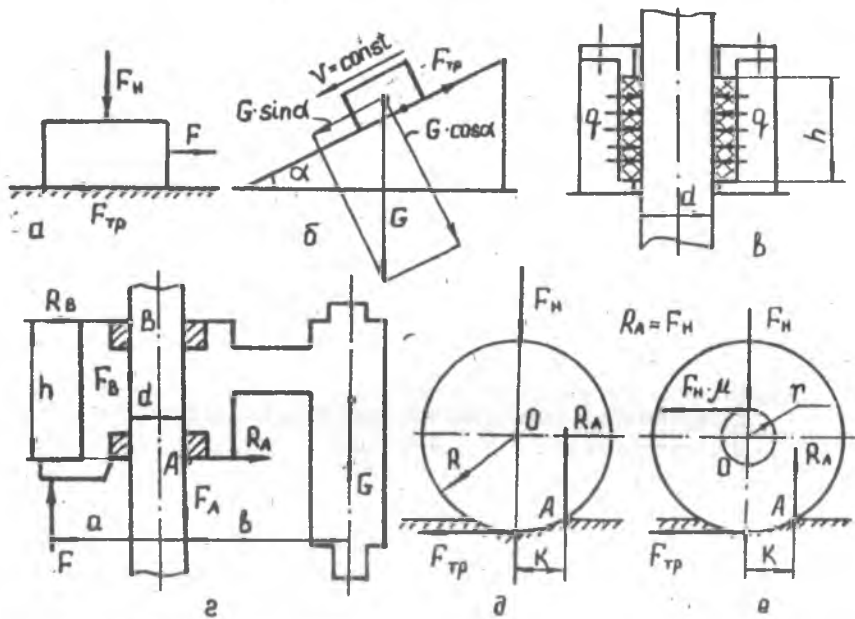


Рис. I.7. Схеми пар тертя

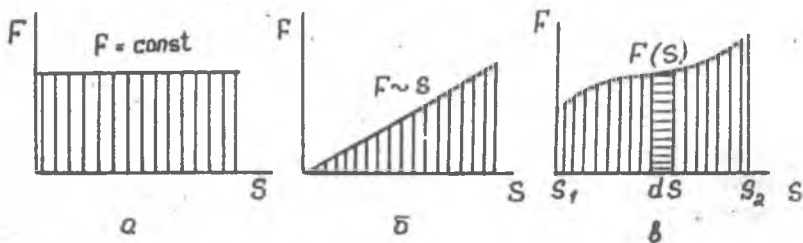


Рис. I.8. Графіки залежності $F = F(s)$

Якщо відомий питомий тиск q в ущільненні /рис.3.7,в/ /наприклад, вала або штока/, то силу тертя визначають за формулою:

$$F_{тр} = \pi \cdot d \cdot h \cdot q \cdot \mu \quad /I.16/$$

При визначенні сил тертя в направляючих колонах з втулками ковзання /рис.1.7,г/ визначають реакції R_A, R_B , які виникають в опорах внаслідок дії сили тяжіння рухомих частин G і корисної сили F , а потім і сили тертя F_A, F_B . Для вирішення задачі складають три рівняння статки. В даному випадку $\sum F_x = 0$, $\sum F_y = 0$, $\sum M_A = 0$. Тоді

$$\begin{aligned} R_B - R_A = 0; \quad F - F_A - F_B - G = 0; \quad R_B \cdot h + F_B \cdot d - F \cdot a - G \cdot b = 0 \\ \text{або} \quad R_B \cdot h + R_B \cdot \mu \cdot d - F \cdot a - G \cdot b = 0, \quad \text{звідки} \\ R_B = (F \cdot a + G \cdot b) / (h + \mu d) \end{aligned} \quad /I.17/$$

В цьому випадку видно, що величина реакцій істотно залежить від висоти направляючої h . Для нормальних умов роботи необхідно дотримуватися співвідношення $h \geq 2d$.

Тертя кочення проявляється в тому випадку, коли тіло котиться по площині. Воно виникає внаслідок деформації контактурних поверхонь. В цьому випадку тіло при русі мовби долає перешкоду, тобто реакція R_A у відповідь на дію нормального тиску F_N виникає на відстані k /точка A , рис.1.7,д/ від вертикальної осі. Ця відстань, яка має розмірність довжини, називають плечем тертя /деформації/ або коефіцієнтом тертя кочення.

Якщо візьмемо суму моментів відносно осі кочення O , то одержимо:

$$\begin{aligned} F_{тр} \cdot R = R_A \cdot k \quad \text{або} \quad F_{тр} \cdot R = F_N \cdot k \quad . \quad \text{Звідки} \\ F_{тр} = F_N \cdot k / R \end{aligned} \quad /I.18/$$

Закон було відкрито Кулоном в 1785 році і він називається законом Кулона. Сила тертя кочення менше сили тертя ковзання. Тому, де тільки можливо, в техніці пари тертя ковзання замінюють на пари тертя кочення.

В багатьох випадках обидва види тертя сполучаються в одному об'єкті. Прикладом можуть служити ходові колеса. У зоні контакту колес із опорною площиною /рейкою/ виникають сили тертя кочення, а у цапфах – сили тертя ковзання /рис.1.7,є/.

Для цього випадку, якщо складемо рівняння моментів відносно точки O , одержимо:

$$-F_{\text{тр}} \cdot R + F_H \cdot \mu \cdot r + F_H \cdot k = 0 \quad \text{Звідки}$$

$$F_{\text{тр}} = \frac{\mu \cdot r + k}{R} \cdot F_H \quad \text{або} \quad F_{\text{тр}} = F_H \frac{\mu d + 2k}{D} \quad /I.19/$$

Ця сила одержала назву сили /зусилля/ опору пересуванню, а коефіцієнт при силі нормального тиску – коефіцієнта опору або коефіцієнта тяги

$$w = \frac{\mu d + 2k}{D} \quad /I.20/$$

Крім сил тертя ковзання і кочення для ходових коліс рейкового транспорту ще враховують і тертя у ребордах коефіцієнтом β .
Тоді

$$w = \frac{\mu d + 2k}{D} \cdot \beta \quad \text{і} \quad F_{\text{тр}} = F_H \frac{\mu d + 2k}{D} \cdot \beta \quad /I.21/$$

В'язке /внутрішнє/ тертя виникає в тому випадку, якщо поверхні тертя відокремлені шаром мастила. Кількісно сила тертя визначається за законом Ньютона, згідно з яким

$$F_{\text{тр}} = \eta \cdot \frac{v_1 - v_2}{\Delta h} \cdot S, \quad /I.22/$$

де η – коефіцієнт в'язкості /в'язкість/, Н·с/м²;
($v_1 - v_2$)/ Δh – зміна відносної швидкості шарів рідини, які розміщені один від другого на відстані Δh , м/с; S – площа шару рідини, м².

Сила в'язкого тертя в декілька раз менша від сили сухого тертя. Тому для зменшення тертя застосовують різні мастила. Гідродинамічна теорія змащення була розроблена відомим російським вченим М.П.Петровим в кінці дев'ятнадцятого століття.

1.3.5. Робота

Якщо сила F переміщує тіло на деяку відстань S , то вона виконує над ним роботу W . Її одиниця виміру Ньютон х метр /Джоуль/. Відомо, що площа, обмежена кривою на графіку залежності F від S , дорівнює виконаній даною силою роботі. На рис. 1.8 показані найбільш поширені графіки залежностей $F = F(S)$ для поступального руху. Згідно з графіками маємо:

при прямокутному графіку залежності /рис.1.8,а/

$$W = F \cdot S \quad /I.23/$$

при трикутному графіку /рис.1.8,б/

$$W = \frac{1}{2} F \cdot S \quad /I.24/$$

при криволінійному графіку /рис.1.8,в/

$$W = \int_{S_1}^{S_2} F \cdot ds \quad /I.25/$$

В останньому випадку при складнощах з інтегруванням площу графіка розбивають на окремі геометричні фігури, площі яких легко визначаються.

Роботу, яка затрачається на пружну деформацію, можна визначити за формулою

$$W = \frac{1}{2} K \cdot S \cdot S = \frac{1}{2} K \cdot S^2, \quad /1.26/$$

де $K = F/S$ - жорсткість пружного тіла /пружины/.

Робота при обертальному русі дорівнює добутку момента M і кутового переміщення φ , тобто

$$W = M \cdot \varphi \quad /1.27/$$

1.3.6. Коефіцієнт корисної дії /ККД/

Кожна машина /механізм/ використовує більшу потужність, ніж видає, оскільки частина потужності витрачається на подолання сил тертя, перетворюється в тепло тощо.

Коефіцієнт корисної дії частіше визначається як співвідношення між корисною роботою W_K і витраченою W_B , тобто

$$\eta = W_K / W_B \quad /1.28/$$

Внаслідок неминучих втрат ККД завжди менше одиниці. Іноді ККД виражають у відсотках, тобто

$$\eta = \frac{W_K}{W_B} \cdot 100\% \quad /1.29/$$

Загальний ККД дорівнює добутку ККД на всіх ступенях перетворення енергії

$$\eta_0 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n \quad /1.30/$$

1.3.7. Момент інерції і маховий момент

Момент інерції є мірою інертності об'єкта по відношенню до обертального руху і відіграє ту ж роль, що і маса при поступальному русі. Його визначають за формулою:

$$I = m \rho^2, \quad \text{кг} \cdot \text{м}^2 \quad /1.31/$$

Тут ρ - радіус інерції /відстань між центром тяжіння і віссю обертання/.

Для тіл, в яких елементи маси розміщуються на однаковій відстані від осі, момент інерції можна вирахувати через геометричний

радіус, тобто

$$I = m \cdot r^2 \quad /I.32/$$

Якщо ж тіло має безперервний розподіл маси, то доцільно використати інтегральне обчислення

$$I = \int_0^{m_n} r^2 \cdot dm, \quad /I.33/$$

де m_n - повна маса тіла.

У техніці часто використовується поняття махового моменту GD^2 . Якщо у формулу /I.31/ підставити замість маси вагу тіла G , а замість радіуса інерції - діаметр інерції, то одержимо:

$$I = \frac{G}{g} \cdot \frac{D^2}{4} \quad \text{або} \quad I = \frac{GD^2}{4g} \quad /I.34/$$

$$\text{Звідки} \quad GD^2 = 4g \cdot I, \quad \text{Н} \cdot \text{м}^2 \quad /I.35/$$

Іншими словами, маховий момент дорівнює добутку сили тяжіння /ваги/ і діаметра інерції у квадраті. Деякі автори в зв'язку з переходом на систему СІ запропонували маховий момент визначати через масу, тобто mD^2 . Тоді

$$I = m \cdot D^2 / 4, \quad \text{кг} \cdot \text{м}^2 \quad /I.36/$$

Разом з тим, таке поняття махового моменту не вносить нового фізичного змісту, адже між ним і моментом інерції існує лише різниця у величині, тобто I в чотири рази менше від mD^2 . Крім того, в технічній літературі ще широко застосовується поняття GD^2 . Тому доцільно користуватися маховим моментом, який виражається через вагу деталі.

Якщо декілька тіл обертаються відносно однієї осі, то їх моменти інерції чи махові моменти підсумовуються. При обертанні тіл навколо декількох осей з різними швидкостями їх махові моменти чи моменти інерції можуть зводитись до однієї осі, дотримуючись певних правил /методика зведення викладена нижче/. Значення моментів інерції і махових моментів найбільш поширених деталей наведені в таблиці I.5.

I.3.8. Динамічний момент


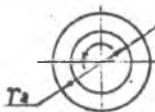

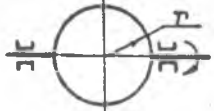

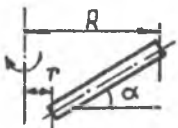
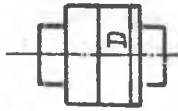

Формулу для визначення динамічного моменту одержимо, якщо обидві частини виразу /I.9/ помножимо на радіус інерції ρ , тобто

$$\rho \cdot F = m \cdot a \cdot \rho \quad \text{або} \quad M = m \cdot a \cdot \rho$$

З другого боку, при обертальному русі має місце тангенціальне

Таблиця 1.5.

Моменти інерції та махові моменти деталей

Деталь	Форма деталі	Момент інерції I , маховий момент GD^2
Тонке кільце, порожнистий тонкостінний циліндр.	 $D=2r$ $\delta \ll r$	$m r^2,$ GD^2
Порожнистий тонкостінний циліндр, товсте кільце	 r_1 r_2 $D_1=2r_1$ $D_2=2r_2$	$m(r_1^2 + r_2^2)/2,$ $G(D_1^2 + D_2^2)/2$
Суцільний циліндр, диск	 r $D=2r$	$m r^2/2,$ $GD^2/2$
Диск	 r l $D=2r$	$m r^2/4,$ $GD^2/4$
	 l	$m l^2/12$ $G l^2/3$
Тонкий стрижень, прямокутна пластина	 R d α $D=2R$ $d=2r$	При $\alpha = 0 \dots 90^\circ$ $m(R^2 + R \cdot r + r^2)/3,$ $G(D^2 + D \cdot d + d^2)/3$
Муфта	 D $r = D/2$	$4 m R^2/9,$ $4 GD^2/9$
Шків, блок, зубчасте колесо	 D	$4 m R^2/7,$ $4 GD^2/7$

прискорення $a_t = \varepsilon \cdot \rho$. З урахуванням цього

$$M = m \cdot \varepsilon \cdot \rho = m \rho^2 \varepsilon,$$

а також того, що $m \rho^2 = I$ /I.31/, маємо

$$M = I \cdot \varepsilon, \text{ Н} \cdot \text{м} \quad /I.37/$$

Якщо в формулі /I.37/ ε виразити через ω/t , а ω в свою чергу - через $\pi n/30$ /I.5/, то одержимо новий вираз:

$$M = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{I \cdot n}{t}, \quad /I.38/$$

де t - час несталої руху /час прискорення чи уповільнення руху/.

В техніці динамічний момент часто визначають через GD^2 . З урахуванням /I.34/ вираз /I.38/ буде мати вигляд:

$$M = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{GD^2 \cdot n}{4g \cdot t} \quad \text{або} \quad M = \frac{GD^2 \cdot n}{375 \cdot t} \quad /I.39/$$

I.3.9. Енергія

Про тіло, чи систему тіл, котрі можуть виконати роботу, кажуть, що вони володіють енергією. Кількісно енергія тіла, що знаходиться в даному стані, дорівнює роботі, яку може виконати це тіло при переході з одного стану в інший. Енергія має ту розмірність, що й робота /Дж, Н·м/.

Розрізняють енергії кінетичну і потенціальну. Кінетичною енергією називається енергія рухомого тіла. Мірою цієї енергії є максимальна робота, яку може виконати рухоме тіло. Таким чином, у відповідності до /I.9, I.23/ можна записати

$$E = F \cdot s \quad \text{або} \quad E = m \cdot a \cdot s,$$

де $s = vt/2$ - шлях, який пройде тіло за час $t = v/a$ при рівноприскореному русі /I.2/.

Звідки випливає, що $a \cdot s = v^2/2$. Тоді

$$E = mv^2/2 \quad /I.40/$$

Аналогічно можна одержати вираз для визначення кінетичної енергії при обертальному русі. У відповідності до /I.27, I.37/

$$E = M \cdot \varphi \quad \text{або} \quad E = I \cdot \varepsilon \cdot \varphi$$

Тут $\varphi = \omega \cdot t/2$ - кут повороту тіла за час $t = \omega/\varepsilon$ при рівноприскореному обертанні. Отже, $\varepsilon \cdot \varphi = \omega^2/2$ і

$$E = I \omega^2/2 \quad /I.41/$$

Якщо кінетичну енергію може мати матеріальна точка, то потенціальну енергію можуть мати лише декілька /не менше двох/ матеріальних точок /система точок/. Причому, вони володіють потенціальною енергією тільки при взаємодії. Іншими словами, потенціальна енергія - це енергія взаємодії.

Розрізняють потенціальну енергію положення та енергію пружної деформації. Щоб обумовлює енергію тіла, яке піднято на висоту h , і визначається за формулою:

$$E_n = G \cdot h = m \cdot g \cdot h \quad /I.42/$$

Друга має місце при деформації пружних тіл, наприклад, пружин і згідно /I.26/ визначається за формулою

$$E_n = K \cdot s^2 / 2 \quad /I.43/$$

Із цієї формули видно, що потенціальна енергія залежить від величини сили $K \cdot s$, яка стискає пружину, і пружної деформації пружини s .

При скручуванні пружного тіла /пружини, вала і т.п./

$$E_n = K \cdot \varphi^2 / 2 \quad /I.44/$$

Тут $K = M / \varphi$, де M - момент кручення /крутий момент; φ - кут закручування вала. Кут закручування круглого стрижня довжиною l , радіусом r крутним моментом M визначається за формулою:

$$\varphi = \frac{2l}{\pi \cdot r^4 G} \cdot M, \quad /I.45/$$

де G - модуль пружності другого роду; для сталі $G = 8 \cdot 10^4$ МПа.

1.3.10. Потужність

Потужність фізична величина, що характеризує швидкість виконання роботи, тобто

$$N = W / t, \quad \text{Вт} \quad /I.46/$$

Якщо в цю формулу введемо значення W /I.23/, то одержимо $N = F \cdot s / t$. Відношення s / t являє собою швидкість V . Отже, $N = F \cdot V$, Вт. В техніці частіше користуються розмірністю кВт. У цьому випадку маємо

$$N = F \cdot v / 1000, \quad \text{кВт} \quad /I.47/$$

З урахуванням коефіцієнта корисної дії η формула /I.47/

набуває нового вигляду

$$N = F \cdot v / (1000 \cdot \eta), \text{ кВт} \quad /I.48/$$

При обертальному русі

$$N = M \cdot \varphi / t, \text{ Вт} \quad \text{або} \quad N = M \cdot \omega, \text{ Вт}, \quad /I.49/$$

а з урахуванням розмірності /кВт/ і коефіцієнта корисної дії -

$$N = M \cdot \omega / (1000 \cdot \eta), \text{ кВт} \quad /I.50/$$

Якщо кутову швидкість ω виразити через частоту обертання n /хв⁻¹/, тобто $\omega = \pi \cdot n / 30$, то після перетворення одержимо

$$N = M \cdot n / (9550 \cdot \eta) \quad /I.51/$$

I.3.II. Імпульс, момент імпульсу

Розрізняють поняття: імпульс тіла та імпульс сили.

Імпульсом тіла називається векторна величина, яка дорівнює добутку маси тіла і його швидкості, тобто

$$p = m \cdot v, \text{ кг} \cdot \text{м} / \text{с} \quad /I.52/$$

Імпульс сили дорівнює зміненню імпульсу тіла /кількості руху/, тобто

$$\Delta p = m \cdot \Delta v = F \cdot \Delta t, \text{ Н} \cdot \text{с} \quad /I.53/$$

де Δt - тривалість дії сили F , с,

Моментом імпульсу /кількості руху/ тіла називається векторна величина, яка дорівнює добутку його моменту інерції і кутової швидкості, тобто

$$L = I \cdot \omega, \text{ кг} \cdot \text{м}^2 / \text{с} \quad /I.54/$$

I.3.I2. Закони збереження

При розрахунку механізмів і машин закони збереження відіграють виняткову роль. Без їх застосування практично неможливо визначити навіть потужність приводу не кажучи вже про розрахунки коливальних систем.

В механіці оперують, передусім, трьома величинами, які зберігаються: імпульсом, моментом і енергією. Проте треба мати на увазі, що ці величини зберігаються за умов, які вимагають застереження.

Закон збереження імпульсу гласить про те, що імпульс системи тіл /тобто векторна сума імпульсів окремих тіл/ до взаємодії дорівнює імпульсу системи цих тіл після взаємодії, тобто імпульс систе-

ми тіл зберігається, якщо тільки на тіла системи не діють зовнішні сили, а якщо і діють, то так і такі, що їх векторна сума дорівнює нулю.

Закон застосовується при розрахунках удару тіл, реактивного руху.

Закон збереження моменту імпульсу стверджує: якщо момент зовнішніх сил, які діють на систему, дорівнює нулю, або на систему не діють зовнішні сили, то момент імпульсу системи лишається сталим. Закон широко використовується при розрахунках гіроскопних явищ /взаємодія коліс і кузова автомашини, гребного гвинта і підшипників корабля, повітряного гвинта і літального апарата тощо/ і гіроскопних приладів /компасів, стабілізаторів та інших/.

Що стосується закону збереження енергії, то тут необхідно розрізняти два закони "механічний" і "загальний".

"Механічний" закон формулюється так: якщо існує система тіл, на яку діють консервативні сили, то сума кінетичних і потенціальних енергій всіх тіл системи залишається постійною або зберігається. Однак в реальних умовах на систему діють ще й дисипативні сили /наприклад, сили тертя/. При наявності сили тертя частина енергії буде витрачатися на виконання роботи проти сили тертя. У цьому випадку частина енергії перетворюється в іншу форму /у внутрішню енергію/.

Закон збереження енергії у загальному випадку формулюється: повна енергія ізольованої системи, тобто сума енергій всіх форм руху в системі, залишається незмінною /зберігається/ при її різноманітних перетвореннях.

Закон збереження кінетичної енергії використовується при приведенні моментів інерції, махових моментів і мас, а закон збереження потенціальної енергії – при приведенні жорсткостей у випадках розрахунку коливальних процесів в механічних системах з пружними ланками.

І.3.І3. Приведення моментів інерції і махових моментів

При розрахунках механізмів і машин, як правило, всі параметри розглядаються відносно якогось одного вала, наприклад, вала двигуна. У цьому випадку має місце не простий перенос, а приведення у відповідності до закону збереження кінетичної енергії. Згідно цього закону кінетична енергія всієї системи до приведення має дорівнювати кінетичній енергії після приведення. Для випадку приведення моментів інерції до вала електродвигуна /до бистрохідного валу/ можна написати:

$$\frac{I_{пр} \cdot \omega_{\partial\partial}^2}{2} = \frac{I_{я} \cdot \omega_{\partial\partial}^2}{2} + \sum \frac{I_i \cdot \omega_i^2}{2} \quad \text{або}$$

$$I_{пр} \cdot \omega_{\partial\partial}^2 = I_{я} \cdot \omega_{\partial\partial}^2 + \sum I_i \omega_i^2,$$

де $I_{пр}$ - приведений момент інерції системи;

$I_{я}$ - момент інерції якоря електродвигуна;

I_i - момент інерції решти деталей системи /шестерень, шківів, муфт тощо/;

$\omega_{\partial\partial}$ - кутова швидкість обертання вала електродвигуна;

ω_i - кутові швидкості обертання інших деталей системи.

Якщо поділимо обидві частини рівняння на $\omega_{\partial\partial}^2$, то одержимо:

$$I_{пр} = I_{я} + \sum I_i \frac{1}{i^2} \quad /1.55/$$

Подібним чином одержимо рівняння для приведення махових моментів

$$GD_{пр}^2 = GD_{я}^2 + \sum GD_i^2 / i^2 \quad /1.56/$$

Із цих рівнянь витікає правило: щоб привести момент інерції /маховий момент/ якої-небудь деталі від тихохідного вала до швидкохідного його необхідно поділити на квадрат передаточного числа i між цими валами і, навпаки, щоб привести від швидкохідного вала до тихохідного, його слід помножити на квадрат передаточного числа.

В деяких випадках механічна система включає обертальні й поступальні рухомі частини /наприклад, механізм підйому крана/. Завдання тут полягає в тому, щоб до вала електродвигуна привести крім махових моментів або моментів інерції обертальних деталей ще й махові моменти і моменти інерції поступально рухомих частин /наприклад, вантажу, що піднімається/. У цьому випадку виходять із рівності кінетичних енергій обертального й поступального рухів, тобто

$$\frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{I_{пр} \cdot \omega_{\partial\partial}^2}{2} \quad \text{або} \quad I_{пр} = \frac{m \cdot v^2}{\omega_{\partial\partial}^2} \quad /1.57/$$

Аналогічно для махового моменту

$$\frac{G}{g} v^2 = \frac{GD_{пр}^2}{4g} \cdot \omega_{\partial\partial}^2 \quad \text{або} \quad GD_{пр}^2 = \frac{4 \cdot G \cdot v^2}{\omega_{\partial\partial}^2} \quad /1.58/$$

У цих випадках: m , G - маса і вага частин що піднімаються; $I_{пр}$, $GD_{пр}^2$ - відшукувані приведені момент інерції і маховий момент поступально рухомих частин; v - швидкість переміщення цих частин.

Якщо у формулі /I.58/ кутову швидкість $\omega_{дв}$ виразити через частоту обертання $n_{дв}$, то одержимо:

$$GD_{пр}^2 = \frac{365 G \cdot v^2}{n_{дв}^2} \quad /I.59/$$

Розглянемо приведення моментів інерції на прикладі механізму підйому грейфера рудного перевантажувача /рис.І.9/.

Приведення до вала I - I

$$I_{пр} = I_A + I_1 + (I_2 + I_2')/i_1^2 + (I_3 + I_6)/(i_1 \cdot i_2)^2 + \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{\omega_1^2}$$

Приведення до вала II - II

$$I_{пр} = I_2 + I_2' + (I_A + I_1) \cdot i_1^2 + (I_3 + I_6)/i_2^2 + \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{\omega_2^2}$$

Приведення до вала III - III

$$I_{пр} = I_3 + I_6 + (I_2 + I_2') \cdot i_2^2 + (I_1 + I_A)/(i_1 \cdot i_2)^2 + \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{\omega_1^2}$$

При динамічних розрахунках реальної машини подають у вигляді масової системи з пружними ланками /рис.І.9,б,в/ або при спрощеному підході - у вигляді двомасової системи /рис.І.9,г,д/. Розглянемо приведення моментів інерції з розподілом їх на групи J_1, J_2, J_3, J_4, J_5 /для багатомасової системи/ і J_1, J_2 /для двомасової системи/. Приводимо до вала I - I.

Для першої системи:

$$\left. \begin{aligned} J_1 &= I_A; \quad J_2 = I_1 + I_2/i_1^2; \quad J_3 = I_2'/i_1^2 + I_3/(i_1 \cdot i_2)^2 \\ J_4 &= I_6/(i_1 \cdot i_2)^2; \quad J_5 = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{\omega_1^2} \end{aligned} \right\} /I.60/$$

Для другої системи:

$$\left. \begin{aligned} J_1 &= I_A + I_1 + (I_2 + I_2')/i_1^2 + I_3/(i_1 \cdot i_2)^2; \\ J_2 &= I_6/(i_1 \cdot i_2)^2 + \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{\omega_1^2} \end{aligned} \right\} /I.61/$$

І.3.І4. Приведення мас

При приведенні мас виникають такі випадки:

1. Перенос маси здійснюється з поступально рухомої ланки на обертальну. У цьому випадку приводиться не сама маса, а визначається її момент інерції чи маховий момент відносно осі приведення за формулою /I.57, I.58/.

2. Перенос маси, яка обертається відносно її центра тяжіння, на кругову траєкторію /наприклад, з вала на окружність барабана/. Тут зручно скористатись виразом:

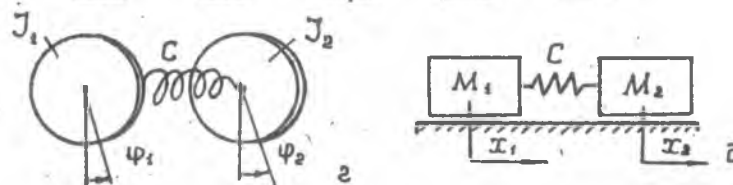
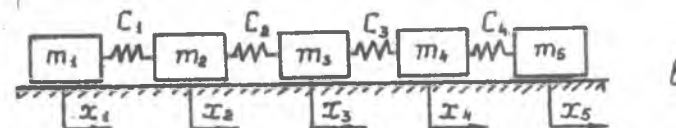
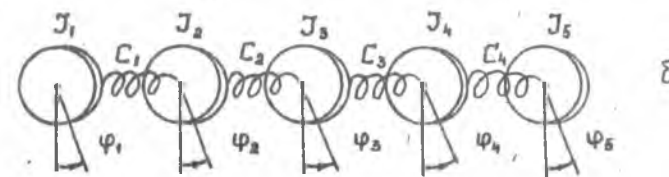
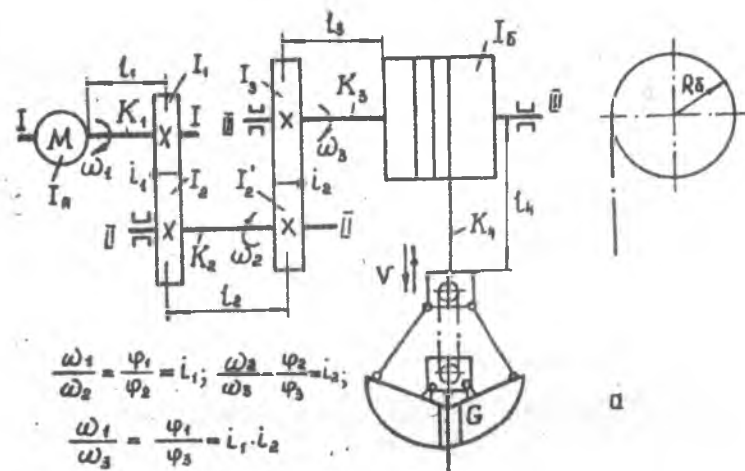


Рис.І.9. До приведення моментів інерції мас і жорсткостей

$$I = m \cdot \rho^2 = m_{np} \cdot R^2,$$

де m, m_{np} - дійсна і приведена маси деталі;
 ρ, R - радіус інерції і геометричний радіус кола;
 I - момент інерції деталі відносно осі її обертання.

Із цього виразу маємо

$$m = I / R^2 \quad /I.62/$$

3. Перенос маси з однієї поступальної ланки на іншу, які рухаються з різними швидкостями V_1 і V_2 . Виходячи із рівності кінематичних енергій, одержимо:

$$\frac{m_{np} \cdot V_2^2}{2} = \frac{m \cdot V_1^2}{2}, \text{ звідки } m_{np} = m \cdot \frac{V_1^2}{V_2^2}, \quad /I.63/$$

де V_1, V_2 - відповідно швидкість ланки, на якій розміщується маса до дії приведення, і швидкість ланки, до якої приводиться маса m .

4. Перенос обертальної маси на поступально рухоми ланку.

У цьому випадку виходять із рівності кінематичних енергій поступального і обертального рухів.

$$\frac{m_{np} \cdot V_2^2}{2} = I \frac{\omega^2}{2}, \text{ звідки } m_{np} = I \frac{\omega^2}{V_2^2} \quad /I.64/$$

де ω - кутова швидкість вала, на якому розміщується маса до її приведення.

Якщо приведення здійснюється до одного якогось вала /осі/ для системи мас, то формули /I.62, I.63, I.64/ набувають такого вигляду

$$m_{np} = \frac{I_1}{R^2} + \sum \frac{I_i}{R^2} \cdot (i^2)^{\pm 1}; \quad /I.65/$$

$$m_{np} = m_1 + \sum m_i \cdot \frac{V_i^2}{V_2^2}; \quad /I.66/$$

$$m_{np} = m_1 + \sum I_i \cdot \frac{\omega_i^2}{V_2^2}. \quad /I.67/$$

де m_1 - маса, яка розміщується на валу /ланці/ приведення;
 I_1 - момент інерції деталі, яка розміщується на валу /осі/ приведення;
 m_i, I_i - маси і моменти інерції, які підлягають приведенню;
 ω_i, V_i - кутова і лінійна швидкості тіл, маси чи моменту

інерції, які підлягають приведенню.

Знак "+" при передаточному числі i береться у випадку, якщо приведення відбувається від швидкохідного вала до тихохідного, а знак "-" при приведенні від тихохідного до швидкохідного.

Розглянемо приведення мас на прикладі багатомасової і двомасової системи /рис. I.9, в, д/. Данкою приведення вважаємо поступально рухомий вантаж G . При цьому скористуємося формулами /I.64, I.67/.

Для багатомасової системи:

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= I_1 \frac{\omega_1^2}{v^2}; & m_2 &= I_1 \frac{\omega_1^2}{v^2} + I_2 \frac{\omega_2^2}{v^2}; & m_3 &= I_2' \frac{\omega_2^2}{v^2} + I_3 \frac{\omega_3^2}{v^2}; \\ m_4 &= I_6 \frac{\omega_3^2}{v^2}; & m_5 &= G/g. \end{aligned} \right\} /I.68/$$

Для двомасової системи

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= I_1 \frac{\omega_1^2}{v^2} + I_1' \frac{\omega_1^2}{v^2} + I_2 \frac{\omega_2^2}{v^2} + I_2' \frac{\omega_2^2}{v^2} + I_3 \frac{\omega_3^2}{v^2} + I_6 \frac{\omega_3^2}{v^2} = M_1; \\ m_2 &= G/g = M_2 \end{aligned} \right\} /I.69/$$

I.3.15. Жорсткість і її приведення

Для чіткого розпізнавання між жорсткостями тіла і приведеної системи тіл вводимо позначення: K - жорсткість тіла; C - приведена жорсткість системи тіл. Згідно закону Гука жорсткість можна подати в такому вигляді:

при стисненні і розтягуванні

$$K = E \cdot S/l, \text{ Н/м}; \quad /I.70/$$

при крученні

$$K = G \cdot I_p/l, \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad /I.71/$$

при вигині

$$K = E \cdot I/l, \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad /I.72/$$

де E - модуль пружності першого роду, Н/м^2 ;

G - модуль пружності другого роду, Н/м^2 ;

S - площа поперечного перерізу деталі, м^2 ;

I_p, I - моменти інерції перерізів при крученні і вигині, м^4 ;

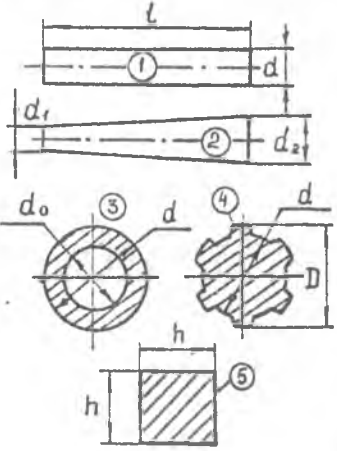
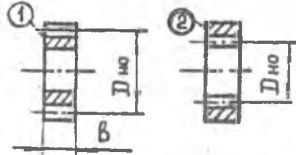
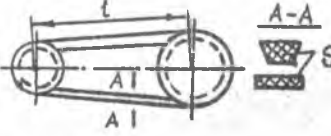
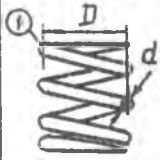
l - довжина деталі /вала, стрижня, каната тощо/.

Формули жорсткості для найбільш поширених деталей і передач наведені у таблиці I.6.

Приведення жорсткостей здійснюють на основі закону збереження

Таблиця І.6.

Жорсткості поширених передач і деталей

Деталь	Форма деталі	Жорсткість
<p>Вали:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. циліндричний; 2. конічний; 3. циліндричний порожнистий; 4. шліцевий 5. квадратний 		$C_1 = \frac{\pi G d^4}{32 l};$ $C_2 = \frac{\pi G d^4}{32 l \cdot \beta},$ $\beta = \frac{\alpha}{3} (1 + \alpha + \alpha^2),$ $\alpha = d_1 / d_2;$ $C_3 = \frac{\pi G (1 - \alpha^4) d^4}{32 l},$ $\alpha = d_0 / d;$ $C_4 = \frac{\pi G D^4}{32 \cdot l \cdot \beta},$ $\beta = 6 - 5d / D;$ $C_5 = \frac{h^4 \cdot G}{12 \cdot l}$
<p>Зубчасте циліндричне зачеплення:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. зовнішнє 2. внутрішнє 		$C_1 = \frac{D_{но}^2 \cdot b}{28 \cdot 10^{-6}};$ $C_2 = \frac{D_{но}^2 \cdot b}{25 \cdot 10^{-6}}$
<p>Ремінна передача</p>		$C \approx \frac{E \cdot S}{l}$
		$C_1 = \frac{G d^4}{8 n D^3},$ <p>n - кількість витків</p>

потенціальних енергій пружних тіл. Із нього випливає, що потенціальна енергія пружного тіла /системи тіл/ після приведення має дорівнювати потенціальній енергії до приведення. Відомо декілька випадків приведення:

1. Приведення жорсткостей однієї обертальної ланки до іншої. На основі рівності потенціальних енергій до приведення і після приведення одержимо:

при приведенні жорсткості тихохідної ланки /вала/ з кутом її закручення φ_T до швидкохідної з кутом закручення φ_B

$$\frac{C \cdot \varphi_B^2}{2} = \frac{K \cdot \varphi_T^2}{2} \text{ або } C = K \frac{\varphi_T^2}{\varphi_B^2}, \text{ де } \varphi_T / \varphi_B = 1 / i$$

Тоді
$$C = K / i^2. \quad /I.73/$$

при приведенні жорсткості швидкохідної ланки /вала/ до тихохідної

$$\frac{C \cdot \varphi_T^2}{2} = \frac{K \cdot \varphi_B^2}{2} \text{ або } C = K \frac{\varphi_B^2}{\varphi_T^2}, \text{ де } \varphi_B / \varphi_T = 1$$

Тоді
$$C = K \cdot i^2, \quad /I.74/$$

де C - приведена жорсткість;
 K - жорсткість ланки, яка має приводитись;
 i - передаточне число.

Із цих виразів випливає: щоб привести жорсткість тихохідної ланки до швидкохідної, її потрібно розділити на квадрат передаточного числа між цими ланками /валками/ i , навпаки, при приведенні жорсткості швидкохідної ланки до тихохідної, її слід помножити на квадрат цього передаточного числа.

Загальну приведену жорсткість системи пружних ланок можна вказати за формулою

$$C = K_n + \sum K_i \cdot (i^2)^{\pm 1}, \quad /I.75/$$

де K_n - жорсткість ланки, до якої приводять жорсткості K_i решти ланок.

2. Приведення жорсткості поступально рухомої пружної ланки з її деформацією S /каната, ланцюга, гвинта, рейки/ до обертальної ланки з кутом закручення φ .

Рівняння потенціальних енергій для цього випадку буде мати такий вигляд:

$$\frac{C \cdot \varphi^2}{2} = \frac{K \cdot S^2}{2} \text{ або } C = K \frac{S^2}{\varphi^2}$$

Визначимо залежність між s і φ . Для барабанної, рейкової і гвинтової систем вона буде мати відповідно такий вигляд:

$$s = R_{\delta} \cdot \varphi; \quad s = R_{ш} \cdot \varphi; \quad s = h \cdot \varphi,$$

де R_{δ} , $R_{ш}$ - радіуси барабана та подільної окружності шестерні рейки;

h - відстань гвинта.

Тоді

$$C = K \frac{R_{\delta}^2 \cdot \varphi^2}{\varphi^2} \quad \text{або} \quad C = K \cdot R_{\delta}^2; \quad /I.76/$$

$$C = K \cdot \frac{R_{ш}^2 \cdot \varphi^2}{\varphi^2} \quad \text{або} \quad C = K \cdot R_{ш}^2; \quad /I.77/$$

$$C = K \frac{h^2 \cdot \varphi^2}{\varphi^2} \quad \text{або} \quad C = K \cdot h^2 \quad /I.78/$$

В деяких випадках приведення здійснюється через зубчасту передачу з передаточним числом i . З урахуванням цього вирази /I.76, I.77, I.78/ будуть мати такий вигляд:

$$C = K \cdot R_{\delta}^2 / i^2; \quad C = K \cdot R_{ш}^2 / i^2; \quad C = K \cdot h^2 / i^2 \quad /I.79/$$

3. Приведення жорсткості обертальної ланки до поступально рухомої /каната, ланцюга, рейки, гвинта/.

Рівняння потенціальних енергій для цього випадку буде мати вигляд:

$$\frac{C \cdot s^2}{2} = \frac{K \cdot \varphi^2}{2} \quad \text{або} \quad C = K \cdot \frac{\varphi^2}{s^2}$$

З урахуванням значення s одержимо:

$$C = K / R_{\delta}^2; \quad C = K / R_{ш}^2; \quad C = K / h^2, \quad /I.80/$$

а при наявності в системі передаточного числа

$$C = K \cdot i^2 / R_{\delta}^2; \quad C = K \cdot i^2 / R_{ш}^2; \quad C = K \cdot i^2 / h^2 \quad /I.81/$$

4. Визначення загальних жорсткостей ланок, які розміщені паралельно, послідовно і змішано.

Згідно зі схемою /рис. I.10, а, б, в/ для паралельного розміщення пружних ланок /наприклад, пружин/ загальна жорсткість буде дорівнювати сумі окремих жорсткостей

$$C_0 = \sum_0^n K_i \quad /I.82/$$

При послідовному розміщенні пружних ланок загальну жорсткість віднаходять через піддатливість, котра є зворотною величиною жорст-

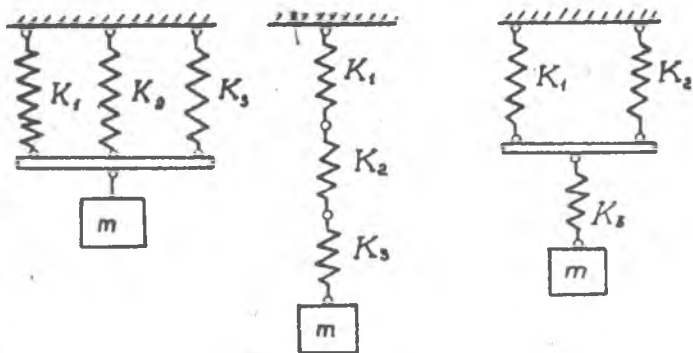


Рис.І.ІО. Схеми з'єднання пружних елементів:
а - паралельне; б - послідовне; в - змішане.

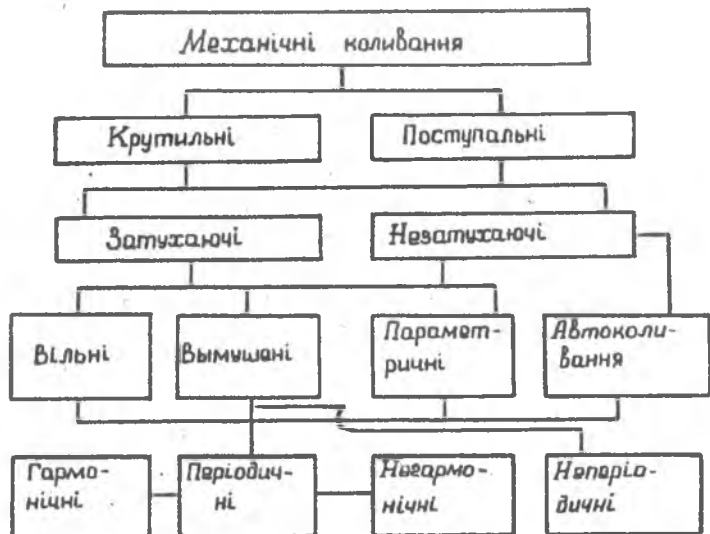


Рис.І.ІІ. Класифікація коливань

кості. У цьому випадку загальна жорсткість буде дорівнювати

$$C_0 = \frac{1}{\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} + \dots + \frac{1}{K_n}} \quad /I.83/$$

При змішаному розміщенні

$$C_0 = \frac{1}{\frac{1}{K_1 + K_2} + \frac{1}{K_3}} \quad /I.84/$$

Розглянемо приведення жорсткостей на прикладі схеми механізму підйому /рис.І.9/. Спочатку ланкою приведення обираємо вал І - І.

Для багатомасової системи /рис.І.9,б/

$$1. C_1 \cdot \varphi_1^2 / 2 = K_1 \cdot \varphi_1^2 / 2; \quad C_1 = K_1$$

$$2. C_2 \cdot \varphi_2^2 / 2 = K_2 \cdot \varphi_2^2 / 2; \quad C_2 = K_2 / i_1^2$$

$$3. C_3 \cdot \varphi_3^2 / 2 = K_3 \cdot \varphi_3^2 / 2; \quad C_3 = K_3 / (i_1 \cdot i_2)^2$$

$$4. C_4 \cdot \varphi_4^2 / 2 = K_4 \cdot s^2 / 2; \quad s = \varphi_3 \cdot R_0; \quad C_4 = K_4 \cdot R_0^2 / (i_1 \cdot i_2)^2$$

Для двомасової системи /рис.І.9,г/

$$C = K_1 + K_2 / i_1^2 + K_3 / (i_1 \cdot i_2)^2 + K_4 \cdot R_0^2 / (i_1 \cdot i_2)^2$$

Тепер розглянемо приведення відносно каната.

Для багатомасової системи /рис.І.9,е/

$$1. \frac{C_4 \cdot s^2}{2} = \frac{K_4 \cdot s^2}{2}; \quad C_4 = K_4$$

$$2. \frac{C_3 \cdot s^2}{2} = \frac{K_3 \cdot \varphi_3^2}{2}; \quad s = \varphi_3 \cdot R_0; \quad C_3 = K_3 / R_0^2$$

$$3. \frac{C_2 \cdot s^2}{2} = \frac{K_2 \cdot \varphi_2^2}{2}; \quad C_2 = \frac{K_2 \cdot \varphi_2^2}{\varphi_3^2 \cdot R_0^2} = K_2 \cdot i_2^2 / R_0^2$$

$$4. \frac{C_1 \cdot s^2}{2} = \frac{K_1 \cdot \varphi_1^2}{2}; \quad C_1 = \frac{K_1 \cdot \varphi_1^2}{\varphi_3^2 \cdot R_0^2} = K_1 (i_1 \cdot i_2)^2 / R_0^2$$

Для двомасової системи /рис.І.9,г/

$$C = K_4 + K_3 / R_0^2 + K_2 \cdot i_2^2 / R_0^2 + K_1 (i_1 \cdot i_2)^2 / R_0^2$$

І.3.І6. Кінематична і потенціальна енергії системи тіл

Кінематична енергія системи:

приведеної до поступально рухомої ланки /рис.І.9,в/

$$E = \frac{1}{2} (m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2 + \dots + m_n v_n^2) \quad \text{або} \quad E = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_i v_i^2 \quad /I.84/$$

приведеної до обертальної ланки /рис.І.9,б/

$$E = \frac{1}{2} (I_1 \omega_1^2 + I_2 \omega_2^2 + \dots + I_n \omega_n^2) \quad \text{або} \quad E = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n I_i \omega_i^2 \quad /I.85/$$

Потенціальна енергія системи:

приведеної до поступально рухомої ланки /рис.І.9,в/

$$E_n = \frac{1}{2} C_1 (s_1 - s_2)^2 + \frac{1}{2} C_2 (s_2 - s_3)^2 + \dots + \frac{1}{2} C_n (s_n - s_{n+1})^2$$

або
$$E_n = \frac{1}{2} \sum C_i (s_i - s_{i+1})^2, \quad /I.86/$$

приведеної до обертальної ланки /рис.І.9,б/

$$E_n = \frac{1}{2} C_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + \frac{1}{2} C_2 (\varphi_2 - \varphi_3)^2 + \dots + \frac{1}{2} C_n (\varphi_n - \varphi_{n+1})^2$$

або
$$E_n = \frac{1}{2} \sum C_i (\varphi_i - \varphi_{i+1})^2 \quad /I.87/$$

І.4. Механічні коливання

Процес зміни параметра, який характеризується багаторазовим почерговим зростанням і спаданням параметра у часі, називається коливальним процесом чи просто коливанням.

Будь-які коливання є рухом з перемінним прискоренням: відхилення, швидкість і прискорення в цьому випадку є функціями часу. На рис. І.ІІ приведена класифікація найбільш відомих видів і форм коливання. Серед них на додаткову інформацію потребують такі коливання:

Вільні коливання – коливання, які відбуваються при відсутності змінної зовнішньої дії і без надходження енергії ззовні. Вони відбуваються за рахунок первісного накопичення енергії і мають місце тільки в автономних системах. Автономні системи – це такі системи, в яких коливальний процес проходить за рахунок внутрішніх джерел енергії, або енергії, яка надана системі у вигляді початкового збурення.

Вимушені коливання – коливання, які спричиняються перемінною зовнішньою дією. Вони характерні для неавтономних систем. Неавтономні системи – всі системи, крім автономних.

Параметричні коливання – коливання, які спричиняються зміною в часі параметрів системи. Ці коливання виникають тільки в нестационарних системах, властивості яких змінюються в часі. Процеси, які

відбуваються у нестационарних системах, описуються диференціальними рівняннями з перемінними коефіцієнтами.

Автоколивання – незатухаючі коливання, які підтримуються в системі без впливу на неї зовнішніх періодичних сил, а тільки за рахунок енергії самої системи. На відміну від вимушених коливань частота і амплітуда автоколивань визначаються властивостями самої системи. Ці коливання можливі лише у неконсервативних стаціонарних системах. Неконсервативна система – система, в якій повна механічна енергія не є постійною / друга прикмета – наявність зовнішніх сил/. Стаціонарні системи – системи, в яких їх властивості не змінюються за даний відрізок часу. Форма коливань і рівняння рухів приведені у таблиці I.7.

Пояснення до таблиці I.7.: m – маса; x , \dot{x} , \ddot{x} – відхилення, швидкість і прискорення; $k\dot{x}$ – зовнішній пропорційний швидкості опір; Cx – реакція пружного тіла; α , φ – постійні величини, які залежать від розмірів і пружних властивостей коливальної системи; R – перемінна сила тертя.

I.4.2. Основні параметри коливань

Найбільш важливими величинами, які характеризують коливання, є:

Загальний випадок

Час t – відлічується від початку коливань, с;

Відхилення $x = f(t)$ – миттєве переміщення відносно положення рівноваги, мм.

Амплітуда A – максимальне відхилення від положення рівноваги, розмах коливання, мм.

Період $T = 1/f$ – тривалість повного коливання, с.

Частота $f = 1/T$ – число коливань за одиницю часу, 1/с /Гц/.

Гармонічні коливання

Кутова частота $p = 2\pi f$ – число коливань за повний оберт вала /осі/, рад/с.

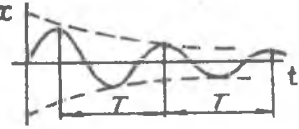
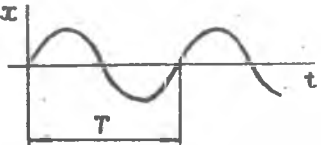
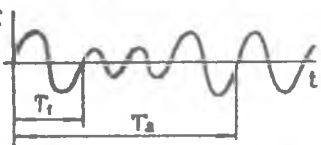
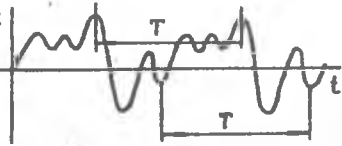
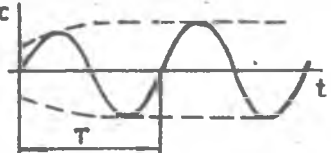
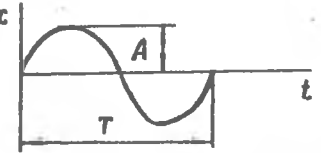
Відхилення $x = A \sin pt$ – миттєве переміщення відносно положення рівноваги, мм.

Швидкість $\dot{x} = Ap \cos pt$ – миттєва швидкість через час t , мм/с.

Прискорення $\ddot{x} = -Ap^2 \sin pt$ – миттєве прискорення, мм/с².

Таблиця 1.7.

Схеми коливань систем і рівняння руху

Види коливань	Форма коливань	Рівняння руху
Затухаючі		$m\ddot{x} + k\dot{x} + cx = 0$
Незатухаючі		$m\ddot{x} + cx = 0$
Параметричні		$m\ddot{x} + (\alpha - 2\varphi \times \cos 2\omega t) \cdot x = 0$
Періодичні		Може бути подано шляхом розкладання в ряд Фур'є
Автоколивання		$m\ddot{x} + cx + R = 0$
Гармонічні		$m\ddot{x} + cx = 0$

1.4.3. власна частота коливань

Власна частота – частота коливань об'єкта, який виведено зі стану рівноваги короткочасною зовнішньою дією. Вона залежить від пружних і інерційних властивостей тіла і визначається за формулами:

при поступальних коливаннях

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C}{m}} ; \quad p_0 = \sqrt{\frac{C}{m}} , \quad /1.88/$$

при крутильних коливаннях

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C}{I}} ; \quad p_0 = \sqrt{\frac{C}{I}} \quad /1.89/$$

Схеми найпростіших коливальних систем і їх частоти власних коливань наведені у таблиці 1.8.

Пояснення до таблиці 1.8. I_C, I_{C1}, I_{C2}, I_P – моменти інерції розрізів пружних ланок; E, G – модулі пружності і зсуву; I, I_1, I_2 – моменти інерції дисків.

1.4.4. Резонанс

Відомо, що при вимушених коливаннях максимальна амплітуда залежить від відношення частот вимушених p і вільних p_0 коливань. Її величину можна визначити за формулою:

$$A_{max} = \frac{A_{ст}}{1 - p^2/p_0^2} , \quad /1.90/$$

де $A_{ст}$ – відхилення системи під дією статичних сил.

Із цього виразу випливає, що при рівності частот вимушених і вільних коливань A_{max} буде наближатися до нескінченності. Таке явище одержало назву резонансу. Резонансні коливання у механічних системах звичайно приводять до зруйнування деталей і механізмів. Тому їх уникають де тільки можливо, крім тих випадків, де вони корисні /вібраційні машини, частотомери тощо/.

Разом з тим у реальних системах амплітуда резонансних коливань має обмежену величину через наявність як внутрішніх, так і зовнішніх сил тертя. Для їх характеристики введемо коефіцієнт затухання $\delta = \mu/2m$, де μ – коефіцієнт тертя. При $\delta = p_0/\sqrt{2}$ явище резонансу зовсім зникає. У цьому випадку при будь-якій частоті збурюючої сили амплітуда коливань буде менша від статичного відхилення. Однак, управляти явищем резонансу за рахунок введення сил тертя не завжди можливо і доцільно. У цьому випадку необхідно уникати збіжності частот /за рахунок змінення жорсткості окремих час-

Таблиця I.8.

Власні частоти коливань найпростіших пружних систем

Схема коливної системи	Власна частота, Γ_4 (1/c)
	$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}};$ $f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_1 \cdot C_2}{m(C_1 + C_2)}};$ $f_3 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{m}};$ $f_4 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E \cdot F}{m \cdot l}}$
	$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C_1 + C_2}{m}};$ $f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{1}{C_1 + C_2} + \frac{1}{C_3}\right) m}}$
	$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C(m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}};$ $f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{l \cdot I}};$ $f_3 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{GI_p (I_1 + I_2)}{l \cdot I_1 \cdot I_2}}$
	$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EI}{m \cdot l^3}};$ $f_2 = \frac{1}{2\pi \cdot a \cdot b} \sqrt{\frac{3EI_1 I_2}{m(\alpha I_2 + \beta I_1)}};$ $f_3 = \frac{1}{\pi \cdot a \cdot b} \sqrt{\frac{3E \cdot I \cdot l}{m \cdot a(3\alpha + 4\beta)}}$

тин системи/.

Амплітудно-частотна характеристика для різних випадків показана на рис. I.12.

I.5. Динамічні навантаження з урахуванням коливальних процесів.

I.5.1. Загальні відомості

Під час перехідних процесів діючі в лінії передач механізмів навантаження, як правило, істотно відрізняються від статичних і інерційних навантажень за своєю величиною та характером змінності. Це пояснюється пружними коливаннями систем, які часто супроводжують роботу багатьох механізмів і машин при їх динамічному навантаженні. Через коливання відбувається більша частина руйнувань деталей.

Привод будь-якої машини складається із зосереджених мас /наприклад, якоря двигуна, гальмівних шківів, рухомих частин робочого органу тощо/, що з'єднані між собою валами, муфтами, зубчатыми та іншими передачами. Всі ці єдині елементи, якими б жорсткими вони не здавалися на перший погляд, володіють пружними властивостями. Тому під дією зовнішніх ^{навантажень} деформуються і зосереджені маси здійснюють, крім основного обертального руху, крутильні коливання, які через їх незначну амплітуду називають малими. Фізична сутність крутильних коливань полягає в тому, що зосереджені маси обертаються з різними миттєвими швидкостями і кожна з них в деякі моменти випереджає або відстає від сусідньої. У зв'язку з цим ділянки валів закручуються або розкручуються відповідно зростанню чи зменшенню моментів сил пружності відносно середнього крутного моменту, який передається валом. Моменти сил пружності у деяких випадках можуть бути настільки великі, що в декілька раз будуть перевищувати статичні й інерційні навантаження, а це дуже небезпечно з точки зору міцності найбільш навантажених деталей і вузлів. Крім того, негативний вплив на міцність деталей чинить циклічність навантаження. Тому при розрахунку важконавантажених машин /важких кранів, прокатних станів, вагоноперекидачів, міксерів, конверторів, печей тощо/ необхідно враховувати пружні сили і характер їх змінності у часі.

Необхідно також відзначити, що реальна система, як правило, має у передачах зазори, у зв'язку з чим величина динамічних навантажень ще більше зростає. Однак, через істотне ускладнення аналітичного розрахунку таких систем /розрахунки ведуться за допомогою

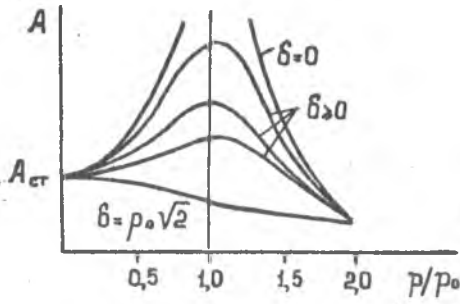


Рис. I. I2. Амплітудно-частотна характеристика

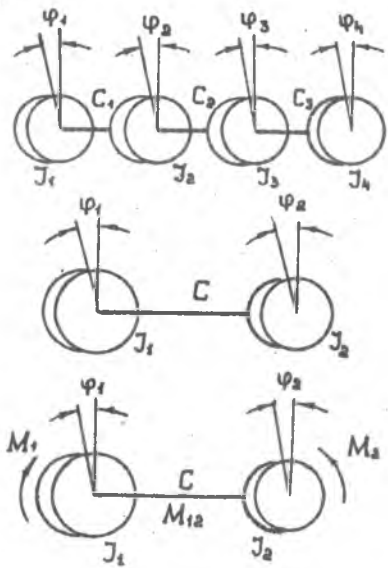


Рис. I. I3. Приведені схеми механізму

ЕОМ/ для першого наближення обмежуються врахуванням тільки їх пружних властивостей.

Розрахунок динамічних навантажень поділяють на такі основні етапи:

1. Складання розрахункових наведених схем механізму чи машини;
2. Визначення величини і характеру змінності зовнішніх навантажень, прикладених до системи;
3. Складання диференціальних рівнянь руху системи;
4. Визначення власних частот коливання системи;
5. Знаходження моментів сил пружності.

1.5.2. Рівняння Лагранжа другого роду

Це рівняння є найбільш загальною формою рівнянь руху і записується у вигляді:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} = Q_{iP} + Q_{iR} + Q_{iF} \quad (i=1, 2, \dots, n) \quad /1.91/$$

де Q_{iP} - узагальнена сила, відповідна поновлюючим /пружним/ силам P_i ;

Q_{iF} - узагальнена сила, відповідна силам збурення /зовнішнім/ F_i ;

Q_{iR} - узагальнена сила, відповідна силам опору /дисипативним/, R_i ;

q_i - узагальнена координата;

\dot{q}_i - узагальнена швидкість;

n - число ступенів вільності механічної системи;

E - кінетична енергія системи;

t - час.

Відомо, що узагальнену силу, відповідну силам збурення P_i , котрі мають потенціал /пружні сили/, визначають за формулою:

$$Q_{iP} = - \frac{\partial E_n}{\partial q_i} \quad (i=1, 2, \dots, n), \quad /1.92/$$

де E_n - потенціальна енергія системи.

В залежності від роду узагальнених сил у правій частині рівняння /1.91/ розрізняють розрахункові коливальні системи з вільними і вимушеними коливаннями. У рівняннях з вільними коливаннями обов'язкова наявність пружних і відсутність зовнішніх сил збурення і в деяких випадках сил опору /дисипативних сил/, а в рівняннях з вимушеними коливаннями обов'язковим є наявність сил збурення і пружних сил. Сили опору в обох випадках можуть враховуватись, а можуть

і не враховуватись, постільки їх урахування різко ускладнює аналітичні розв'язання.

1.5.3. Вільні коливання систем з кількома ступенями волі.

Моменти сил пружності

Колівальною системою з n ступенями волі називають систему, положення якої в просторі однозначно визначається n - узагальненими координатами q_1, q_2, \dots, q_n , які відлічуються від положення стійкої рівноваги цієї системи.

Зразки колівальних систем з кількома ступенями волі показані на рис. 1.9 і рис.1.13. Для аналізу розглянемо чотирьох і двомасову систему відповідно з чотирма та двома ступенями волі /рис.1.13, а,б/. Методика складання схем наведена в розділах 1.3.14, 1.3.15.

У випадку вільних коливань без сил опору рівняння Лагранжа буде мати такий вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} + \frac{\partial E_n}{\partial q_i} = 0 \quad /1.93/$$

Для чотирьохмасової системи рівняння Лагранжа можна записати у такій формі:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial E}{\partial \varphi_1} + \frac{\partial E_n}{\partial \varphi_1} = 0; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) - \frac{\partial E}{\partial \varphi_2} + \frac{\partial E_n}{\partial \varphi_2} = 0; \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_3} \right) - \frac{\partial E}{\partial \varphi_3} + \frac{\partial E_n}{\partial \varphi_3} = 0; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_4} \right) - \frac{\partial E}{\partial \varphi_4} + \frac{\partial E_n}{\partial \varphi_4} = 0 \end{aligned} \quad /1.94/$$

Кінетична енергія системи

$$E = 1/2 J_1 \dot{\varphi}_1^2 + 1/2 J_2 \dot{\varphi}_2^2 + 1/2 J_3 \dot{\varphi}_3^2 + 1/2 J_4 \dot{\varphi}_4^2 \quad /1.95/$$

Потенціальна енергія системи

$$\begin{aligned} E_n = 1/2 C_1 (\varphi_1 - \varphi_2)^2 + 1/2 C_2 (\varphi_2 - \varphi_3)^2 + 1/2 C_3 (\varphi_3 - \varphi_4)^2 = \\ = 1/2 [C_1 \varphi_1^2 + (C_1 + C_2) \varphi_2^2 + (C_2 + C_3) \varphi_3^2 + C_3 \varphi_4^2 - \\ - 2 C_1 \varphi_1 \varphi_2 - 2 C_2 \varphi_2 \varphi_3 - 2 C_3 \varphi_3 \varphi_4] \end{aligned} \quad /1.96/$$

Знаходимо похідні, які входять у рівняння /1.94/

$$\begin{aligned} \frac{\partial E}{\partial \varphi_1} = \frac{\partial E}{\partial \varphi_2} = \frac{\partial E}{\partial \varphi_3} = \frac{\partial E}{\partial \varphi_4} = 0; \\ \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_1} = J_1 \dot{\varphi}_1; \quad \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_2} = J_2 \dot{\varphi}_2; \quad \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_3} = J_3 \dot{\varphi}_3; \quad \frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_4} = J_4 \dot{\varphi}_4; \end{aligned}$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_1} \right) = J_1 \ddot{\varphi}_1; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = J_2 \ddot{\varphi}_2; \quad /I.97/$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_3} \right) = J_3 \ddot{\varphi}_3; \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_4} \right) = J_4 \ddot{\varphi}_4$$

$$\frac{\partial E_{\Pi}}{\partial \varphi_1} = C_1 \varphi_1 - C_1 \varphi_2; \quad \frac{\partial E_{\Pi}}{\partial \varphi_2} = (C_1 + C_2) \varphi_2 - C_1 \varphi_1 - C_2 \varphi_3;$$

$$\frac{\partial E_{\Pi}}{\partial \varphi_3} = (C_2 + C_3) \varphi_3 - C_2 \varphi_2 - C_3 \varphi_4; \quad \frac{\partial E_{\Pi}}{\partial \varphi_4} = C_3 \varphi_4 - C_3 \varphi_3$$

Якщо підставимо /I.97/ в /I.94/, то одержимо систему з чотирьох рівнянь

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0 \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 - C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) + C_3 (\varphi_3 - \varphi_4) &= 0 \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 - C_3 (\varphi_3 - \varphi_4) &= 0 \end{aligned} \right\} /I.98/$$

В цих рівняннях $C_1(\varphi_1 - \varphi_2)$, $C_2(\varphi_2 - \varphi_3)$, $C_3(\varphi_3 - \varphi_4)$ є моментами сил пружності або свого роду динамічними надбавками до статичних. Отже, якщо знайдемо числові значення приведених жорсткостей і розв'яжемо систему цих рівнянь відносно фактичних пружних деформацій φ_1 , φ_2 , φ_3 , φ_4 , то знайдемо числові значення динамічних навантажень. Проте аналітичні розрахунки цієї системи дуже складні через великий обсяг обчислювальних операцій. Тому, коли коливальна система має більше трьох інерційних мас, доцільно використовувати обчислювальну техніку з застосуванням спеціальних програм.

Для загальної уяви про методи аналітичного розрахунку цих систем обмежимося розглядом двомасної крутильної системи. Якщо у рівняннях /I.98/ прийняти $C_1 = C$, $C_2 = 0$, $C_3 = 0$, то одержимо два рівняння /тобто, кількість рівнянь відповідає кількості мас/:

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - C (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0 \end{aligned} \right\} /I.99/$$

або

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C \varphi_1 - C \varphi_2 &= 0 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - C \varphi_1 + C \varphi_2 &= 0 \end{aligned} \right\} /I.100/$$

Частне розв'язання цих рівнянь, якщо припустити, що координати φ_1 і φ_2 змінюються за простим гармонійним законом, можна навести в такому вигляді:

$$\varphi_1 = A_1 \sin(pt + \beta); \quad \varphi_2 = A_2 \cdot \sin(pt + \beta)$$

Позначимо відношення координат φ_1 і φ_2 , яке дорівнює відношенню амплітуд A_1 і A_2 коливань, через μ :

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_1} = \frac{A_2}{A_1} = \mu,$$

звідки $\varphi_1 = A_1 \sin(pt + \beta); \quad \varphi_2 = \mu A_1 \sin(pt + \beta), \quad /I.101/$

де β - початкова фаза коливань /кутове зміщення початку коливань відносно початку координат/;

p - частота коливань;

μ - коефіцієнт форми коливань.

Для подальшого розв'язання задачі /відносно визначення p і μ / продиференціюємо ці вирази двічі за часом. Тоді

$$\dot{\varphi}_1 = A_1 p \cos(pt + \beta); \quad \dot{\varphi}_2 = \mu A_1 p \cos(pt + \beta);$$

$$\ddot{\varphi}_1 = -A_1 p^2 \sin(pt + \beta); \quad \ddot{\varphi}_2 = -\mu A_1 p^2 \sin(pt + \beta)$$

Підставимо значення φ_1 , φ_2 і $\ddot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_2$ у рівняння /I.100/

$$J_1 \cdot (-A_1 p^2 \sin(pt + \beta) + C A_1 \sin(pt + \beta) - C \mu A_1 \sin(pt + \beta)) = 0$$

$$J_2 (-\mu A_1 p^2 \sin(pt + \beta) - C A_1 \sin(pt + \beta) + C \mu A_1 \sin(pt + \beta)) = 0$$

Якщо розділимо ці вирази на загальний множник $\sin(pt + \beta)$

то одержимо:

$$\left. \begin{aligned} (C - J_1 p^2) A_1 - C \mu \cdot A_1 &= 0 \\ -C A_1 + (C - J_2 p^2) \mu A_1 &= 0 \end{aligned} \right\} /I.102/$$

Складаємо визначник системи відносно невідомих A_1 і μA_1 .

$$\begin{vmatrix} (C - J_1 p^2), & -C \\ -C & (C - J_2 p^2) \end{vmatrix} = \Delta(p^2) = 0$$

Розкриваємо визначник /пляхом хрестоподібного перемноження членів/, що дає рівняння частоти

$$(C - J_1 p^2)(C - J_2 p^2) - C^2 = 0$$

або

$$p^2 (J_1 J_2 p^2 - C J_1 - C J_2) = 0$$

Звідки

$$p^2 = \frac{C(J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}$$

Значення коефіцієнта форми коливань визначаємо за одним із рівнянь /наприклад, за першим/ системи /I.102/

$$\mu = (C - J_1 p^2) / C$$

Для визначення початкової фази β і амплітуди необхідно задати початкові умови. Цей етап є особливо відповідальним тому, що від нього залежить у якій мірі результати розрахунків будуть відповідати дійсності.

Для зразка приймаємо: $t=0$; $(\varphi_1)_0=0$; $(\varphi_2)_0=0$; $(\dot{\varphi}_1)_0=\omega$; $(\dot{\varphi}_2)_0=0$. Тут ω - початкове значення кутової швидкості.

Загальне розв'язання системи рівнянь /I.101/ з урахуванням прийнятих умов можна записати у вигляді:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= A_1 \sin(pt + \beta) + C_1 + C_2 t; \\ \varphi_2 &= \mu A_1 \sin(pt + \beta) + C_1 + C_2 t, \end{aligned} \quad /I.103/$$

де C_1 і C_2 - довільні сталі диференціювання.

Щодиференціювавши ці рівняння за часом, одержимо:

$$\begin{aligned} \dot{\varphi}_1 &= p A_1 \cos(pt + \beta) + C_2; \\ \dot{\varphi}_2 &= \mu p A_1 \cos(pt + \beta) + C_2 \end{aligned} \quad /I.104/$$

З урахуванням початкових умов рівняння /I.103, I.104/ будуть мати такий вигляд:

$$\begin{aligned} 0 &= A_1 \sin \beta + C_1; \\ 0 &= \mu A_1 \sin \beta + C_1; \\ \omega &= p A_1 \cos \beta + C_2; \\ 0 &= \mu p A_1 \cos \beta + C_2 \end{aligned}$$

Із перших двох рівнянь знаходимо коефіцієнт β , який у даному випадку буде дорівнювати нулю, а із третього та четвертого - амплітуду коливань

$$A_1 = \frac{\omega}{p(1-\mu)}$$

Тепер, коли відомі частота, амплітуда та форма коливань, можна обчислити φ_1 і φ_2 за формулами /I.101/, а отже, і момент пружних сил $C(\varphi_1 - \varphi_2)$.

1.5.4. Вимушені коливання систем. Коефіцієнт динамічності

Розглянемо двомасову крутильну систему /рис.1.13,в/, до якої прикладені зовнішні моменти M_1 /момент електродвигуна/ і M_2 /момент технологічного опору робочого органа, який приведено до вала електродвигуна/. Момент M_2 має напрямок, протилежний напрямку

моменту M_1 /тобто, моменти від рушійних сил і від сил опору завжди мають протилежні напрямки/.

Зовнішні моменти M_1 і M_2 в дійсності бувають змінними величинами. Наприклад, момент електродвигуна змінюється в функції швидкості, а момент сил опору, який залежить від технологічного призначення машини, може змінюватись у функції часу, шляху, швидкості, але може бути і незмінним. Однак, у першому наближенні на протязі періоду розгону або гальмування ці моменти можна прийняти постійними, що істотно спрощує розв'язання задачі.

З урахуванням /І.99/ запишемо диференціальні рівняння руху для даного випадку

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C(\varphi_1 - \varphi_2) &= M_1 \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 - C(\varphi_1 - \varphi_2) &= -M_2 \end{aligned} \right\} \quad /I.105/$$

Цю систему рівнянь будемо обчислювати так. Помножимо перше рівняння на C/J_1 , а друге - на C/J_2 і, якщо з першого вирахуємо друге, то одержимо

$$C(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) + C\left(\frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2}\right) \cdot C(\varphi_1 - \varphi_2) = \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 \cdot J_2} C \quad /I.106/$$

Якщо в цьому рівнянні позначити момент сил пружності через $C(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{12}$ і, отже, $C(\ddot{\varphi}_1 - \ddot{\varphi}_2) = \ddot{M}_{12}$, то його можна записати у формі диференціального рівняння моментів сил пружності, тобто

$$\ddot{M}_{12} + C \frac{J_1 + J_2}{J_1 \cdot J_2} M_{12} = \left(\frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 \cdot J_2} \right) C \quad /I.107/$$

Інтеграл цього рівняння дає вираз для моментів сил пружності, який має зв'язок з масами:

$$M_{12} = A \cos pt + B \sin pt + \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2}, \quad /I.108/$$

де A, B - сталі інтегрування /амплітуда коливань моментів/.

Для визначення A і B потрібно установити початкові умови. Якщо при розгоні /до початку виникнення коливань/ система знаходиться у стані спокою і навантаження у пружному з'єднанні відсутні, то при $t=0$

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 = 0; \quad M_{12} = 0$$

Якщо ці значення підставимо у рівняння /I.108/, то знайдемо сталі:

$$A = - \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2}; \quad B = 0$$

Тоді вираз для моментів сил пружності буде мати такий вигляд:

$$M_{12} = \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2} - \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2} \cdot \cos pt,$$

або
$$M_{12} = \frac{J_2 M_1 + J_1 M_2}{J_1 + J_2} (1 - \cos pt) \quad (1.109)$$

Церпий множник цього виразу є стала величина, яка являє собою суму статичного моменту від сил опору робочої машини і моменту від сил інерції її рухомих мас. Якщо позначити її через M_a , то одержимо вираз у такому вигляді:

$$M_{12} = M_a (1 - \cos pt)$$

Із цього виразу видно, що миттєве значення моменту сил пружності двомасової системи при $\cos pt = -1$ буде дорівнювати подвоєному значенню сталих моментів.

Для характеристики динамічної навантаженості часто вводиться коефіцієнт динамічності k_d , що визначається як відношення між максимальним моментом сил пружності і сталим його значенням:

$$k_d = \frac{M_{max}}{M_a}$$

2. ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ПОТУЖНОСТІ ЕЛЕКТРОДВИГУНІВ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

При аналізі роботи машин /механізмів/ і розрахунку їх приводів будують графіки швидкості /кутової ω або лінійної v /, прискорень / ϵ або α /, перемішень / φ і s /, сил /статичних F_c або динамічних F_d /, моментів /статичних M_c або динамічних M_d / в функції часу t .

При зміні швидкості /періоди розгону t_p і гальмування t_r / виникають прискорення і динамічні навантаження. Сумарні моменти або сили одержують шляхом складання і динамічних складових у відповідні періоди роботи приводів. Графік навантаження для розрахунку привода будують за повний цикл t_u його роботи з урахуванням часу сталого руху t_y і пауз t_n .

При розрахунку необхідно також всі швидкісні характеристики /частоту обертання, лінійну швидкість, прискорення/, статичні і динамічні навантаження, моменти інерції I або махові моменти GD^2 , а також потужності N розглядати на одному валі механі-

зму чи машини. Для цього, якщо вони визначені на декількох валах, їх приводять до одного із валів /двигуна чи механізму/ з тим, щоб одержати відповідність розглянутих величин. При приведенні сил необхідно враховувати передаточне число i між валами двигуна та виконавчого механізму і ККД передавального механізму η , при приведенні потужностей – тільки η .

Методика визначення потужності двигуна значною мірою залежить від типу привода механізму чи машини. Основний тип привода металургійного устаткування – електродвигун постійного або перемінного струму.

Розрізняють три основні режими роботи двигунів: тривалий, короткочасний і повторно-короткочасний.

При тривалому режимі роботи двигун встигає нагрітися до сталої температури. На практиці мають місце два вида тривалого режиму: зі сталим /рис.2.1,а/ і перемінним /рис.2.1,б/ навантаженнями.

При сталому навантаженні потужність двигуна визначають за однією із раніше приведених формул /1.48, 1.50, 1.52/.

При перемінному навантаженні визначається еквівалентна потужність

$$N_e = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n N_i^2 \cdot t_i}{\sum t_i}}, \quad /2.1/$$

де N_i – потужність, яка витрачається на подолання даного навантаження; t_i – час дії даного навантаження; $\sum t_i$ – повний час циклу.

Після вибору двигуна /за допомогою довідника/ він перевіряється на переобтяження за формулою

$$\lambda = N_{max} / N_H \leq [\lambda], \quad /2.2/$$

де N_{max} – максимальна витрачувана двигуном потужність;

$N_H = M \eta / 9550$ – номінальна потужність двигуна;

M_H – номінальний момент двигуна;

η – номінальна частота обертання двигуна;

$[\lambda]$ – допустимий коефіцієнт переобтяження, який залежить від типу двигуна.

При короткочасному режимі /рис.2.2/ двигун під час роботи не встигає розігрітися до сталої температури, а під час пауз охолоджується до температури оточуючого середовища. У цьому випадку потужність двигуна визначається не із умов нагріву /визначення еквівалентної потужності/, а з умов переобтяження

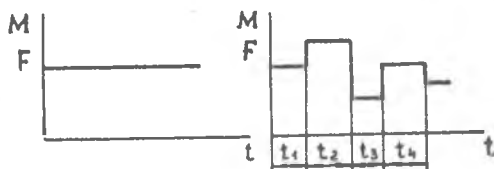


Рис.2.1. Графік навантаження двигуна при тривалому режимі роботи

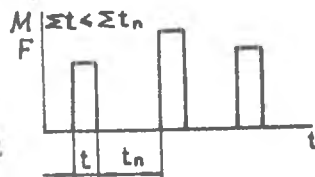


Рис.2.2. Графік навантаження двигуна при короткочасному режимі

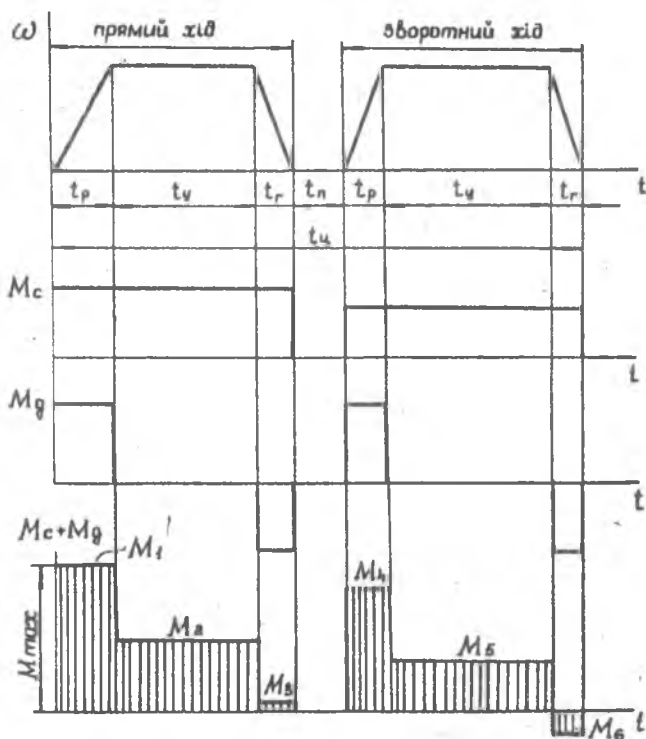


Рис.2.3. Схема побудови діаграми навантаження

$$\lambda = M_{max} / M_n \leq [\lambda], \quad /2.3/$$

де M_{max} - максимальний момент, який долає двигун.

Розрахунок λ момент визначається за формулою:

$$M = M_{max} / (0,8 \cdot [\lambda]) \quad /2.4/$$

Двигуни багатьох машин працюють у повторно-короткочасному режимі з частими паузами, різкими реверсами, швидкими зупинками, тобто у несталому режимі. Тому при цьому режимі використовуються спеціальні електродвигуни кранового і металургійного типів, які характеризуються великими переобтяжувальними властивостями, малим маховим моментом і підвищеною міцністю.

Двигун вибирають із умов нагріву і переобтяжувальної властивості. Порядок визначення потужності такий.

Спочатку розглядають графік кутової /лінійної/ швидкості двигуна чи робочого органу. У багатьох випадках графік /трикутний чи трапецеїдальний/ швидкості відомий. Якщо ж він невідомий і його потрібно вибрати з умов максимальної продуктивності машини, то аналітичним шляхом визначають оптимальну швидкість чи передаточне число редуктора, час розгону і гальмування /методика їх визначення наведена далі /. Для даного випадку приймаємо, що графік швидкості відомий /рис.2.3,а/.

Далі визначають статичні навантаження. Статичні моменти у механізмах переміщення візків, кранів, рухомих кареток, передаточних вагонів і іншого обладнання на колесах чи опорних роликах мають приблизно однакову методику розрахунку. Момент від сил тертя у підшипниках буде

$$M_p = (Q + G) \cdot \mu \cdot 0,5 d, \quad /2.5/$$

де Q - вага переміщуваного вантажу; G - вага візка /крана, вагона тощо/; μ - коефіцієнт тертя ковзання в підшипниках;

d - діаметр цапфи вала /підшипника/.

Момент опору коченню коліс по рейкам

$$M_p = (Q + G) \cdot k, \quad /2.6/$$

де k - плече /коефіцієнт/ тертя кочення.

Для кранів, візків та інших механізмів опір руху визначають за формулами /I.20; I.21/.

Моменти на валі електродвигуна при відомих зусиллях в канатах

або сумарному моменті на барабані:

$$\begin{aligned} \text{при руховому режимі: } M &= M_c / (i_0 \cdot \eta_0) = F_c \cdot D_5 / (2 i_0 \cdot \eta_0) \\ \text{при гальмовому режимі: } M &= M_c \cdot \eta_0 / i_0 = F_c \cdot D_5 \cdot \eta_0 / (2 i_0) \end{aligned} \quad /2.7/$$

де M_c - статичний момент на барабані;
 i_0 - загальне передаточне число механізму між барабаном і двигуном;
 η_0 - загальний ККД механізму;
 F_c - окружне зусилля на барабані;
 D_5 - діаметр барабана.

За адекватними значеннями моментів будеться графік їх залежності від часу t /рис.2.3,б/.

Після визначення статичних навантажень, за однією з формул /I.48, I.50, I.51/ визначають попередню потужність, за допомогою довідника вибирають двигун і виписують значення моменту інерції /махового моменту/ якоря GD_J^2 і частоти обертання n , а потім розпочинають визначати динамічні навантаження. Методика їх визначення викладена у розділах /I.3.2, I.3.7, I.3.13/.

Потім розпочинають побудову діаграми навантаження, яка будеться в масштабі шляхом складання статичних і динамічних навантажень /моментів чи сил/ /рис.2.3,г/.

Використовуючи діаграму, визначають еквівалентний момент за формулою

$$M_e = \sqrt{\frac{\int_0^{\Sigma t} M^2 dt}{\Sigma t_i}} \quad /2.8/$$

Для даного випадку маємо

$$M_e = \sqrt{\frac{M_1^2 t_p + M_2^2 t_u + M_3^2 t_n + M_4^2 t_u + M_5^2 t_u + (-M_6)^2 t_r}{2 t_u + K_y (2 t_p + 2 t_r + t_n)}}$$

де K_y - коефіцієнт, який враховує погіршення умов охолодження двигуна / $K_y = 0,65 \dots 0,75$ /.

Якщо діаграма навантаження представлена площею складної конфігурації /рис.2.4/, то її зручно поділити на геометрично правильні фігури /трикутник, прямокутник, трапеція/. Значення інтегралів

$\int_0^{\Sigma t} M \cdot dt$ для цих фігур наведені в таблиці 2.1.

У даному випадку поділимо діаграму на фігури A, B, C, D, E /рис.2.4/, тобто одержуємо три трапеції / A, B, E /, чотирикутник / C / і трикутник / D /. Користуючись формулою /2.8/ і табл. I.1, одержимо:

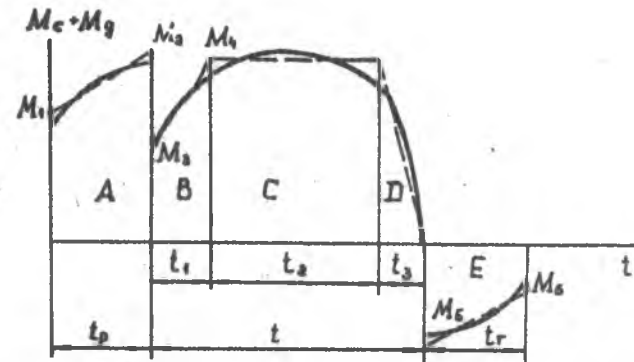


Рис.2.4. Діаграма навантаження з нелінійним зменшенням сумарного момента в часі

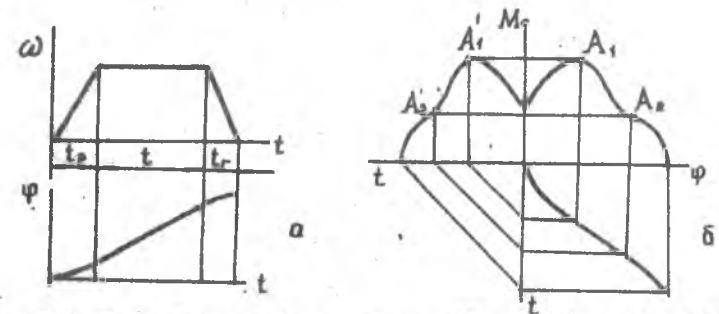


Рис.2.5. Графічний спосіб переведу $M_c = f_1(\varphi)$ в $M_c = f_2(t)$

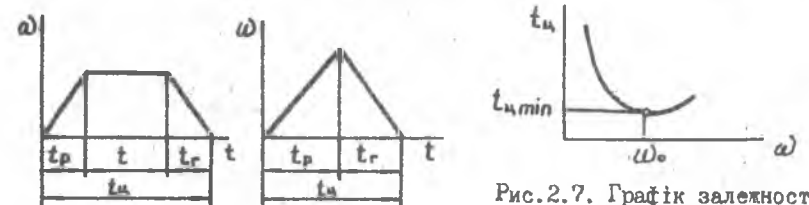



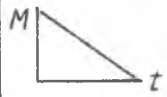

Рис.2.6. Графіки куткової швидкості

Рис.2.7. Графік залежності часу цикла від куткової швидкості

$$M_e = \sqrt{\frac{\frac{M_1^2 + M_1 M_2 + M_2^2}{3} t_p + \frac{M_3^2 + M_3 M_4 + M_4^2}{3} \cdot t_1 + M_4^2 t_2 + \frac{M_4^2 t_3 + \frac{(-M_5)^2 + [(-M_5)(-M_6)] + (-M_6)^2}{3} \cdot t_r}{t_1 + t_2 + t_3 + k_y (t_p + t_r)}}$$

Таблиця 2.1.

Значення підінтегральної величини

Фігура			
Значення $\int_0^t M^2 dt$	$M^2 t$	$M^2 t / 3$	$\frac{M_1^2 + M_1 M_2 + M_2^2}{3} t$

За одержаним значенням еквівалентного моменту визначають потужність і за допомогою довідника вибирають електродвигун. Після цього електродвигун перевіряють на переобтяження за відношенням максимального /береться із діаграми навантаження/ і номінального моментів.

Часто при розрахунках виникає необхідність визначити мінімальний час розгону і гальмування, який може забезпечити електродвигун. Час розгону можна визначити за формулою:

$$t_p = GD_{пр}^2 \cdot n / [375 (M_{п.ср} - M_c)], \quad /2.9/$$

де $M_{п.ср}$ - середній пусковий момент двигуна.

Пусковий момент у період розгону змінюється від мінімального до максимального значення і його кратність залежить від типу двигуна, а також визначається електричною схемою управління. Для забезпечення достатньо надійного пуску мінімальний пусковий момент має бути більшим від статичного. При розрахунках звичайно користуються середнім значенням.

$$M_{п.ср} = (M_{п.макс} + M_{п.мін}) / 2 = (\lambda_{макс} + \lambda_{мін}) M_n / 2, \quad /2.10/$$

де $\lambda_{макс}$, $\lambda_{мін}$ - відповідно максимальна і мінімальна кратність пускового моменту.

Значення кратності пускових моментів для двигунів, які працюють у пускових режимах, приймають порівняно невеликими:

$\lambda_{min} = 1,1 - 1,4$, $\lambda_{max} = 1,8 - 2,5$, $\lambda_{cp} = 1,5 - 2,0$. Значення середніх коефіцієнтів при пуску в залежності від типу двигуна приймають: для пунтових 1,7 - 1,8; компаундних 1,8 - 1,9; серієсних 1,8 - 2,0; асинхронних з фазним ротором 1,5 - 1,6.

Час гальмування визначається за аналогічною формулою

$$t_r = GD_{np}^2 \cdot n / [375 (M_{г.ср} + M_c)], \quad /2.11/$$

де $M_{г.ср}$ - середній гальмовий момент двигуна.

У двигунів при повторно-короткочасному режимі роботи допустима потужність залежить від відносної довгочасності включення, %:

$$ДВ\% = \frac{t_{роб}}{t_{роб} + t_n} \cdot 100\%, \quad /2.12/$$

де $t_{роб}$ - час роботи двигуна за цикл.

Якщо потужність двигуна при стандартному значенні ДДІ за каталогом порівнює $N_{дв}$, то при меншій фактичній величині ДДІ двигун може розвивати більшу потужність і навпаки.

Потужність двигуна при перерахунку з однієї тривалості включення $ДВ_1$ на іншу $ДВ_2$ визначається за формулою

$$N_{ДВ_2} = N_{ДВ_1} \sqrt{ДВ_1 / ДВ_2} \quad /2.13/$$

У деяких випадках статичний момент - величина змінна і визначається для декількох кутів повороту робочого органа, тобто $M_c = f_1(\varphi)$. У той же час при побудові діаграми навантаження статичний момент має бути визначеним у функції часу, тобто $M_c = f_2(t)$. Для того, щоб перевести $M_c = f_2(\varphi)$ у $M_c = f_2(t)$, необхідно знайти залежність між φ і t . Її знаходять за допомогою графіка кутової швидкості /рис.2.5,а/, площа якого відображає кут повороту вала двигуна чи робочого органа φ .

У період розгону кут повороту вала двигуна /робочого органа/ при $\varepsilon = const$ змінюється за квадратичною параболою:

$$\varphi_p = 1/2 \omega t_p = 1/2 \cdot \varepsilon_p \cdot t_p^2, \quad рад$$

При сталому русі кут повороту змінюється за прямою, тоді кут повороту за час t_p і t_y буде

$$\varphi_{p,y} = \varphi_p + \omega \cdot t_y,$$

а за час t_p , t_y , t_r - $t_{p,y,r} = \varphi_{p,y} + \varepsilon t_r^2$

Схема переводу залежності $M_c = f_2(\varphi)$ у залежність $M_c = f_2(t)$ показана на рис. 2.5,б.

При розрахунках машин і обладнання, які переміщуються на колесах, визначають запас зчеплення коліс з рейками, з додержанням умови, що

$$k_3 = \frac{\varphi_3}{\frac{z_k}{z_n} \left(\frac{a_n}{g} + w \cdot \beta \right) + \alpha - \mu \frac{d_u}{D_{x.k}}} \geq [k_3], \quad (2.14)$$

де φ_3 - коефіцієнт зчеплення ведучих коліс з рейками / $\varphi_3 = 0,2$ для закритих приміщень/;

$[k_3]$ - критичний запас зчеплення;

z_k - кількість коліс;

z_n - кількість ведучих коліс;

g - прискорення сили тяжіння;

w - коефіцієнт опору руху /тяги/;

β - коефіцієнт, який враховує тертя у ребордах коліс;

α - нахил рейкового шляху;

μ - коефіцієнт тертя ковзання у цапфах коліс;

d_u - діаметр цапфи коліс;

$D_{x.k}$ - зовнішній діаметр коліс;

$$a_n = \left[\frac{z_n}{z_k} \left(\frac{\varphi_3}{1,2} + \mu \frac{d_u}{D_{x.k}} \right) - w \cdot \beta - \alpha \right] g \quad - \text{максималь-}$$

но допустиме прискорення.

Одним з найважливіших питань при розрахунках металургійних машин і механізмів є визначення оптимальної швидкості чи оптимального передаточного числа.

Слід пом'ятати, що оптимальне значення швидкості чи передаточного числа визначають тільки для механізмів, які працюють у нестабільних режимах і при переміщеннях робочого органа на визначену відстань чи при повороті на визначений кут. Розрахунок по визначенню цих параметрів доцільно виконувати для вагоноперекидачів, перевантажувальних кранів, завальних машин, кантувального обладнання тощо.

Багато що залежить від правильного вибору максимального значення швидкості. З одного боку, чим більша швидкість, тим менший час руху; з іншого боку, збільшується час розгону і гальмування, що в свою чергу спричиняє до збільшення загального часу циклу роботи. Тому виникає необхідність у визначенні оптимальної швидкості чи передаточного числа редуктора, яким буде відповідати мінімальний час циклу роботи.

Визначення оптимальної швидкості розглянено у випадку, коли заданий кут повороту робочого органа /ротор вагоноперекидача чи кантувача/ реалізується через трапецієподібний графік /рис.2.6,а/.

Із графіка випливає, що час розгону t_p , гальмування t_r і сталого руху t_u буде

$$t_p = \omega / \varepsilon_p; \quad t_r = \omega / \varepsilon_r; \quad t_u = t_u - (t_p + t_r),$$

де ω - максимальна кутова швидкість, рад/с; ε_p - кутове прискорення, рад/с²; ε_r - кутове уповільнення, рад/с²; t_u - тривалість циклу, с.

Кут повороту φ виражається площею графіка, тобто

$$\varphi = 1/2 \omega t_p + \omega t_u + 1/2 \omega t_r$$

Якщо підставимо в цей вираз значення t_p , t_r і t_u , то одержимо

$$\varphi = \omega \cdot t_u - \omega^2 \left(\frac{1}{2\varepsilon_p} + \frac{1}{2\varepsilon_r} \right)$$

або
$$\varphi + \omega^2 \left(\frac{\varepsilon_p + \varepsilon_r}{2\varepsilon_p \cdot \varepsilon_r} \right) - \omega \cdot t_u = 0,$$

звідки
$$t_u = \omega \left(\frac{\varepsilon_p + \varepsilon_r}{2\varepsilon_p \cdot \varepsilon_r} \right) + \frac{\varphi}{\omega}$$

Для подальшого аналізу зручно кутове прискорення робочого органу виразити через кутове прискорення вала двигуна ε'_p , ε'_r . Тоді

$$t_u = \omega \left(\frac{\varepsilon'_p/i + \varepsilon'_r/i}{2\varepsilon'_p/i \cdot \varepsilon'_r/i} \right) \cdot \frac{\varphi}{\omega} \quad \text{або} \quad t_u = \omega \cdot i \left(\frac{\varepsilon'_p + \varepsilon'_r}{2\varepsilon'_p \cdot \varepsilon'_r} \right) + \frac{\varphi}{\omega},$$

де i - передаточне число механізму.

Виразимо ε'_p і ε'_r через моменти з урахуванням того, що

$$M_{п.ср} - M_c = I_{пр} \cdot \varepsilon'_p \quad \text{і} \quad M_{г.ср} + M_c = I_{пр} \cdot \varepsilon'_r$$

$$\varepsilon'_p = \frac{M_{п.ср} - M_c}{I_{пр}} \quad \text{і} \quad \varepsilon'_r = \frac{M_{г.ср} + M_c}{I_{пр}},$$

де $I_{пр}$ - момент інерції всіх мас механізму, який приведено до вала двигуна.

Якщо позначимо $\alpha = M_{п.ср} / M_c$ і $\beta = M_{г.ср} / M_c$, то одержимо

$$\varepsilon'_p = \frac{M_c}{I_{пр}} (\alpha - 1); \quad \varepsilon'_r = \frac{M_c}{I_{пр}} (\beta + 1)$$

З урахуванням цих позначень одержимо залежність часу:

$$t_u = \frac{I_{пр} \cdot i}{2 M_c \cdot R} \left[\frac{\alpha + \beta}{(\alpha - 1)(\beta + 1)} \right] \omega + \frac{\varphi}{\omega}$$

Аналогічний вираз буде для випадку, коли робочий орган рухається поступально

$$t_u = \frac{I_{np} \cdot i}{2 M_c R} \left[\frac{\alpha + \beta}{(\alpha - 1)(\beta + 1)} \right] v + \frac{s}{v},$$

де R – радіус колеса / барабана, зубчатого колеса і т.п./;
 v – лінійна швидкість руху робочого органа;
 s – шлях, що проходиться.

На основі одержаних виразів можна установити вплив швидкості на тривалість часу циклу для визначення величин моментів.

При збільшенні швидкості час спочатку зменшується, а коли досягає мінімуму, то починає збільшуватись /рис.2.7/. Швидкість, яка відповідає мінімальному часу циклу, і буде оптимальною. Її значення може бути знайдено із умови існування функції $dt_u/d\omega = 0$:

$$\omega'_0 = \sqrt{\frac{M_c(\alpha-1)(\beta+1)}{I_{np} \cdot i(\alpha+\beta)} 2\varphi} \quad \text{і} \quad v'_0 = \sqrt{2s \frac{M_c R(\alpha-1)(\beta+1)}{I_{np} \cdot i(\alpha+\beta)}} \quad /2.15/$$

Значення оптимальної швидкості при трикутному графіку /рис. I.6,б/ може бути визначено за формулами

$$\omega'_0 = \omega_0 \left(2 - \frac{t_p + t_r}{t_u} \right) \quad \text{і} \quad v'_0 = v_0 \left(2 - \frac{t_p + t_r}{t_u} \right) \quad /2.16/$$

Із наведених виразів видно, що для забезпечення однієї й тієї ж величини переміщення, максимальна швидкість при трикутному графіку має бути дещо більшою, ніж при трапецієподібному. Ця різниця буде тим значнішою, чим більший час сталого руху при трапецієподібному графіку. Із експериментальних даних випливає, що трикутний графік більш ефективний при малих переміщеннях, а трапецієподібний – при великих. Частіше використовується трапецієподібний графік.

Оптимальне передаточне число механізму для трапецієподібного графіка можна визначити за виразом

$$i_0 = \frac{M_M}{M_{пср}} + \sqrt{\left(\frac{M_M}{M_{пср}} \right)^2 + \frac{I_M}{I_B}}, \quad /2.17/$$

де M_M – момент сил опору на валі робочого органа механізму;
 I_M – момент інерції рухомих мас механізму на його валі;
 I_B – момент інерції якоря двигуна й інших деталей, які розміщуються на швидкохідному валі редуктора.

3. ОСНОВНІ ВЕЛИЧИНИ, ЗАКОНИ І ПОНЯТТЯ ГІДРАВЛІКИ, ГІДРАВЛІЧНІ ТА ПНЕВМАТИЧНІ ПРИЙОДИ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

3.1. Загальні відомості

За масштабістю сфер застосування серед різних типів приводів на першому місці є електропривод, на другому – гідропривод і на третьому – пневмопривод.

Гідропривод у порівнянні з електроприводом має певні переваги й недоліки. До переваг можна віднести такі:

- значно більша силова напруженість;
- малі габарити й маса;
- низька інерційність;
- висока плавність регулювання швидкості в широкому діапазоні;
- простота захисту від перевантажень;
- можливість широкого використання стандартних елементів.

Основними недоліками є:

- чутливість до якості робочої рідини;
- більш низький ККД;
- підвищена пружність гідропередачі.

За характером руху вихідної ланки гідродвигуна розрізняють гідроприводи обертового, поворотного /менше 360°/ і поступального рухів. За видом джерела енергії гідроприводи поділяють на магістральний /в якому робоча рідина подається в гідродвигун від магістралі, що не входить до складу привода і живить декілька гідроприводів/, насосний /насос не входить до складу привода/, акумуляторний, насосно-акумуляторний.

За характером управління рухом вихідної ланки розрізняють приводи з дросельним, об'ємним та об'ємно-дросельним регулюванням і гідроприводи з управлінням приводним двигуном, який змінює частоту обертання насоса.

Поряд із гідроприводами в металургійних машинах і механізмах використовуються і пневмоприводи. Їх застосування має переваги в тих випадках, коли потрібно здійснювати швидкі переміщення вихідної ланки, а також коли застосування гідроприводів з масляним робочим середовищем неприпустиме. До основних переваг пневмоприводів можна віднести надійність і довговічність, швидкодію й простоту. До недоліків – високу стисливість газу, нерівномірність ходу, невисоку силову напруженість, більш низький ККД /у порівнянні з гідроприводом/.

3.2. Поняття про тиск та його види

Тиск – величина скалярна і є силою поділеною на площу. Одиниця виміру тиску в системі СІ – Н/м^2 , Па /Паскаль/. Часто користуються одиницею $\text{Mlla} = 10^6 \text{Па}$. Одиниці, які допускалися раніше: міліметр ртутного стовпчика /мм.рт.ст./; метр водяного стовпчика /м.вод.ст./; фізична атмосфера /атм/ = 760 мм.рт.ст.; технічна атмосфера /ат/ = 1 кгс/см^2 .

Співвідношення між одиницями тиску

1 ат	= 98,0665 кПа	0,1 Mlla
1 м вод.ст	= 9,80665 кПа	$1 \cdot 10^{-2} \text{ Mlla}$
1 мм рт.ст	= 133,3234 Па	$1,33 \cdot 10^{-3} \text{ Mlla}$
1 атм	= 101,325 кПа	0,1 Mlla

При розрахунках гідравлічних і пневматичних систем найчастіше використовуються такі назви тиску: атмосферний /барометричний/; манометричний /надлишковий/; вакууметричний; абсолютний. Розглянемо їх взаємодію по відношенню до основного рівняння гідростатики:

$$p = p_0 + \rho \cdot g \cdot h, \quad /3.1/$$

де p – абсолютний тиск у точці, що перебуває всередині рідини;
 p_0 – тиск газоподібного середовища на вільну поверхню рідини;
 ρ – густина рідини;
 g – прискорення вільного падіння;
 h – висота стовпчика рідини.

Якщо абсолютний тиск /при $p_0 = p_b$, де p_b – барометричний тиск/ більший за барометричний, то їх різницю називають манометричним тиском / $p_{\text{ном}}$ /; тобто манометричний тиск є надлишок м тиску у даній точці над барометричним. Тому його називають також надлишковим тиском. Якщо абсолютний тиск менший від барометричного, то їх різницю називають вакууметричним тиском чи просто вакуумом /розрідженням/.

При розрахунках пневмо – і гідросистем необхідно враховувати такі положення:

1. У замкненій ємкості, з'єднаною з лінією нагнітання, тиск у відповідності з законом Паскаля, діє у всі боки з однаковою величиною /рис.3.1,а/.

2. У замкненій ємкості з декількома поршнями /плунжером/ /рис. 3.1,б/ на всі поршні /плунжери/ діє однаковий тиск, проте величина зусилля на кожному поршні /плунжері/ буде пропорційна його робочій площі S , тобто $F_1 = p \cdot S_1$, $F_2 = p \cdot S_2$ і т.п.

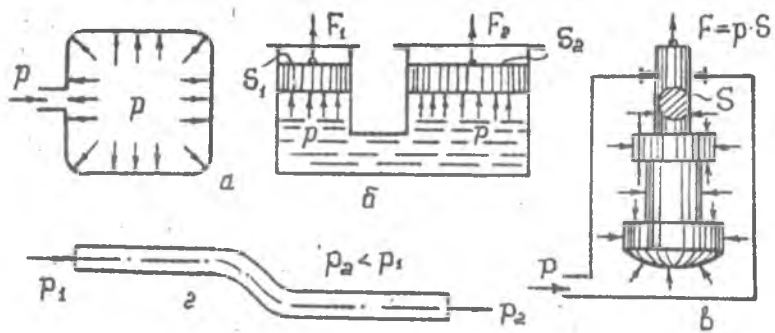


Рис.3.І. Схема дії тиску рідини

3. Зусилля на поршні /плунжері/ не залежить від конфігурації його поверхні і дорівнює добутку тиску й робочої площі /рис.3.1,в/.

4. Через опір у гідросистемі величина тиску в кінці магістралі буде завжди меншою від початкового тиску /рис.3.1,г/.

5. При підвищенні тиску робочої рідини потужність гідропривода за інших однакових умов пропорціонально підвищується.

6. Тиск газу при сталій температурі пропорціональний тиску молекул газу, який перебуває в даному об'ємі, тобто масі газу. Згідно з законом Бойля-Маріотта при сталій температурі добуток тиску газу, який міститься у замкненій посудині, і об'єму є постійна величина, тобто

$$p \cdot V = const$$

Звідси випливає рівняння $p_1 : p_2 = V_2 : V_1$, /3.2/

де p_1, p_2 - відповідно початковий і кінцевий тиск;
 V_1, V_2 - відповідно початковий і кінцевий об'єми.

7. Повний тиск у будь-якому потоці складається із статичних і динамічних тисків. Відповідно до закону Бернуллі сума цих тисків зберігається. При зростанні швидкості потоку динамічна складова зростає, а статична - зменшується.

8. Величини тиску для гідросистем регламентуються ГОСТом. Зокрема, ГОСТ 12445-80 установлює такий ряд надлишкових тисків /Мпа/: 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

3.3. Властивості робочих рідин і газів

3.3.1. Робочим середовищем у гідросистемах бувають різні сорти мінеральних рідин, а саме: дистильні масла з добавками загусників у вигляді твердих вуглеводів /парафін, церезін тощо/ і рідине рідини на основі органічних і кремнійорганічних сполучень. Особливо широко використовуються суміші мінеральних масел, виготовлених із малов'язких продуктів з високов'язкими компонентами /загусниками/. Серед мінеральних масел частіше використовуються індустриальні /IC-12; IC-20; IC-30; IC-45; IC-50; ІП-18; ІП-38; ІП-49 і інші/, турбінні /Т22; Т30; Т46; Т57/ й циліндрові /II;24; 38; 52/ масла. Поряд з маслами використовуються й водомасляні емульсії двох видів: "масло у воді" і "вода у маслі".

Основними показниками для оцінки якості робочої рідини є в'язкісно-температурні та антикорозійні властивості, мастильна здатність, неагресивність до ущільнюючих деталей.

Робочим середовищем у пневмоприводах частіше буває стиснене

повітря, яке виробляється компресорами.

3.3.2. Густина і питома вага

Густина - фізична величина, яка виражає відношення маси m рідини /газу/ до її об'єму V , тобто

$$\rho = m/V, \text{ кг/м}^3 \quad /3.3/$$

Питома вага може бути виражена через густину і прискорення вільного падіння g :

$$\gamma = \rho \cdot g, \text{ Н/м}^3 \quad /3.4/$$

Густина мінеральних масел - 830 - 940 кг/м³. Для практичних розрахунків приймають 900 кг/м³. Для точних розрахунків враховують той фактор, що густина рідин і газів певною мірою залежить від температури й тиску.

3.3.3. В'язкість

В'язкість робочого середовища - це властивість чинити опір ковзанню шарів рідини, що враховується при розрахунках режимів течії рідини. Розрізняють динамічну й кінетичну в'язкості. Фізична сутність полягає в тому, що при течії рідини /газу/ вздовж твердої стінки швидкість її шарів в результаті гальмування потоку буде різною, внаслідок чого між шарами виникає сила тертя. Ця сила визначається за рівнянням, яке характеризує закон рідинного тертя Ньютона:

$$F = \mu \cdot S \frac{dv}{dy}; \quad \mu = \frac{F}{S} \cdot \frac{1}{dv/dy}, \quad /3.5/$$

де F - сила рідинного тертя, Н;

S - площа поверхні стичних шарів, м²;

dv/dy - поперечний градієнт швидкості, с⁻¹;

μ - коефіцієнт пропорційності /динамічна в'язкість/, Н·с/м² /Па·с/.

Кінетичну в'язкість визначають шляхом ділення динамічної в'язкості μ на густину, тобто

$$\nu = \mu / \rho, \text{ м}^2/\text{с} \quad /3.6/$$

В'язкість, як і густина, залежить від температури й тиску. Раніше її розмірність служив пуаз /П/ і кілограм-сила-секунда на квадратний метр /кгс·с/м²/, а розмірність кінематичної в'язкості - стокс /Ст/ і сантостокс /сСт/.

Співвідношення між одиницями в'язкості:

1 пуаз /П/ = 0,1 Па·с = 0,1 Н·с/м²;

$$\begin{aligned} I \text{ сток } / \text{Ст} / &= 10^{-4} \text{ м}^2/\text{с}; \\ I \text{ сСт} &= 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с} = 1 \text{ мм}^2/\text{с}. \end{aligned}$$

3.3.4. Стисливість

Усі рідини, крім ідеальної, і особливо гази змінюють свій об'єм при зміні тиску. Характеристикою відносної зміни об'єму є коефіцієнт стисливості β /коефіцієнт відносного стиснення/, який при умові, що стиснення підкоряється закону Гука, може бути визначений за формулою:

$$\beta = \frac{1}{\Delta p} \cdot \frac{\Delta V}{V_0}, \quad /3.7/$$

де $\Delta p = p_2 - p_1$ - зміна тиску, що діє на робоче середовище, МПа;

$\Delta V = V_0 - V$ - зміна об'єму робочого середовища при зміні тиску на величину Δp , м³;

V_0, V - початковий об'єм робочого середовища при атмосферному тиску і об'єм при зміні тиску на величину Δp , м³.

Величина, зворотна β , називається об'ємним модулем пружності робочого середовища при всебічному стисненні:

$$E = V_0 \cdot \frac{\Delta p}{\Delta V} = \frac{1}{\beta}, \quad \text{МПа} \quad /3.8/$$

Величина модуля залежить від типу рідини, тиску й температури. При 20°C і атмосферному тиску модуль пружності мінеральних масел дорівнює 1350 - 1750 МПа /для розрахунків приймають $E = 1500$ МПа/, води 2000 МПа, силіконової рідини - 1050 МПа. Найбільш високий модуль пружності з рідин органічного походження має гліцерин: $E = 4000$ МПа.

Стисливість рідини враховується при вивченні гідравлічних ударів, коливальних процесів, стійкості й точності руху, часу запізнення початку руху робочого органа. Зокрема, час запізнення початку руху гідроциліндра можна визначити за формулою:

$$t = \frac{V_0(p_2 - p_1)}{E \cdot Q}, \quad \text{с}; \quad /3.9/$$

де Q - кількість робочої рідини, яка надходить у порожнину гідроциліндра за одиницю часу /подача/, м³/с.

В інших випадках стисливість не враховують.

Стисливість газів і, зокрема, повітря значно вища від стисливості рідин і при їх стисненні в ізотермному режимі модуль пружності газу у числовому виразі дорівнює тому тиску, під яким перебуває газ. Тому насичення рідин нерозчинними газами може істотно зни-

зити об'ємний модуль рідини, внаслідок чого підвищується податливість вихідної ланки гідродвигуна під дією зовнішнього навантаження. У цьому випадку модуль рідинно-газової суміші при тиску буде:

$$E_c = E_{ж} \cdot \frac{P}{V_B \rho + V_{ж} E_{ж}}, \quad (3.10/)$$

де $V_B = V_{ов} / (V_{ов} + V_{ож})$ - відносний об'єм повітря;

$V_{ов}$ - початковий об'єм повітря;

$V_{ож}$ - початковий об'єм рідини;

$E_{ж}$ - модуль пружності рідини;

$V_{ж} = V_{ож} / (V_{ож} + V_{ов})$ - відносний початковий об'єм рідини.

Разом з тим врахувати об'єм газу у рідині практично неможливо. Тому доцільніше не допускати його проникання в гідроциліндр. Для цього необхідно дотримуватись таких умов:

- перед заправленням гідросистеми потрібно вилучити гази з рідини;
- у гідроциліндрах, трубопроводах і елементах гідросистеми необхідно передбачати пробки для випуску газів;
- необхідно зберігати потрібний рівень рідини у баці;
- не допускати контакту рідини з газом, який є під надлишковим тиском;
- бак гідросистеми необхідно розділяти перегородкою на камери всмоктування і нагнітання;
- відвертати підсмоктування повітря в місцях з'єднання насоса і труби всмоктування.

Величину сумарного модуля, який враховує пружність стінок гідроциліндра /трубопроводу/ і рідини, яка є в ньому, визначають за формулою:

$$E_c = 1 / [1/E_{ж} + d_0 / (E_M \delta)], \quad (3.11/)$$

де E_M - модуль пружності матеріалу циліндра;

d_0 - внутрішній діаметр циліндра /трубопроводу/;

δ - товщина стінки циліндра /трубопроводу/.

3.3.5. Теплоємність і теплопровідність

Теплоємність характеризує кількість тепла, необхідного для нагрівання 1 кг робочого середовища до 1°C. Теплоємність мінеральних масел в діапазоні температур від 0 до 100°C складає приблизно 1,9 кДж/ кг·K, а води - 4,2 кДж/ кг·K.

Теплопровідність характеризує здатність робочого середовища проводити тепло. Вода при 50°C має теплопровідність $6,5 \cdot 10^{-4}$ кВт/

м·К, мінеральне масло при температурі 15 – 20°C – $1,3 \cdot 10^{-4}$ кВт/м·К.

Ці величини використовуються при теплових розрахунках систем охолодження чи обігрівання рідин в баках або інших ємкостях.

3.3.6. Кавітація

Під кавітацією розуміють місцеве виділення з рідини в зонах пониженого тиску парів рідини й газів /закипання рідини/ з подальшим руйнуванням парових і газових бульбашок при попаданні їх в зону підвищеного тиску. Руйнування бульбашок супроводжується місцевими гідравлічними мікроударами частоті повторюваності. В свою чергу кавітація спричиняє до місцевих руйнувань деталей гідромашин і гідроапаратури. Частіше руйнуються деталі насосів, золотників і клапанів. Руйнування виражаються дірчастістю поверхні деталей.

Основним засобом боротьби з кавітацією є максимальне зниження розрідження в зонах можливої кавітації /за рахунок підвищення навколишнього тиску/. Другим важливим способом є застосування металів із підвищеними механічними та хімічними властивостями. Найбільш стійким серед них є титан.

Незважаючи на вищезазвані негативні властивості, кавітаційний ефект використовується в практичних цілях для стабілізації потоку рідини при її проходженні через вузькі канали /наприклад, в підсилювачах типу сопло-заслінка/, очистки деталей від окалини та іншого забруднення.

3.3.7. Рекомендації до вибору робочих рідин

При виборі робочих рідин необхідно враховувати такі фактори.

1. У гідросистемах машин, які працюють при стійких температурних умовах і при тисках менших 10 МПа, застосовуються масла з в'язкістю 20 – 40 мм²/с /при 50°C/, при тиску до 20 МПа – з в'язкістю 40 – 60 мм²/с, а при тиску 50 – 60 МПа /гідропреси/ – з в'язкістю до 110–150 мм²/с.

2. Мінеральні рідини придатні для роботи при температурах не вище 150°C.

3. При температурі 150°C і вище без спеціального охолоджуючого обладнання використовуються синтетичні рідини /полісилоксанові, кремнійорганічні та інші/. В закритих системах без доступу повітря їх можна довго використовувати при температурі до 360 – 380°C.

4. Температура застигання рідини має бути на 15 – 20°C нижче від мінімальної робочої температури гідросистеми. Синтетичні рідини допускають роботу гідросистеми при температурах до -60°C і ниж-

че, а деякі мінеральні /приладні МВІ і АМГ-10/ можуть використовуватись при температурах не нижче -50°C .

5. Не рекомендується використовувати суміші масел в гідросистемах при високому тиску.

6. Синтетичні рідини розчиняють практично всі пластифікатори синтетичних каучуків. Тому ущільнення, виготовлені із синтетичних каучуків, у цьому випадку не використовуються через те, що вони через втрату еластичності будуть мати нетривалий строк роботи.

3.4. Основні відомості про гідравліку трубопроводів

3.4.1. Відрізок трубопроводу, який з'єднує насос з баком, прийнято називати всмоктуючою магістраллю /лінією/, а відрізок трубопроводу, яким рідина надходить від насоса до гідродвигуна, - напірною /робочою або нагнітальною/ магістраллю, а відрізок, яким рідина відводиться від гідродвигуна в бак, - зливною магістраллю /злив/. До напірної магістралі відносять і ті трубопроводи, що перебувають під робочим тиском.

3.4.2. Переріз трубопроводу і швидкості руху рідини

Величина витрат Q рідини, яка проходить через трубопровід з площею перерізу S із швидкістю v , визначається за виразом

$$Q = S \cdot v, \text{ м}^3/\text{с} \quad /3.12/$$

Із цього виразу видно, що витрати будуть тим більшими, чим більшими будуть прохідний переріз трубопроводу і швидкість руху рідини. Разом з тим, потрібно враховувати, що збільшення швидкості спричиняє до збільшення втрат тиску в гідросистемі, а збільшення перерізу погіршує характеристики привода за показниками жорсткості, викликає необхідність застосування більш дорогої апаратури тощо.

На підставі багаторічної практики встановлена така залежність для нагнітальних трубопроводів між величинами тиску:

Тиск, МПа	1,0	2,5	5,0	10	15	20
Допустима швидкість руху рідини, м/с	1,3	2,0	3,0	4,5	5,5	6,0

Для всмоктуючих трубопроводів швидкість дорівнює 0,5 - 1,5 м/с, а зливних - до 2 м/с.

У загальному випадку швидкість вибирають таку, щоб втрати тиску у трубопроводі не перевищували 5 - 6% робочого тиску.

Перерізи всіх елементів гідросистеми мають задовольняти ви-

могам закону про нерозривність потоку, згідно з яким витрати у різних перерізах потоку при сталому русі мають бути однаковими:"

$$V_1 \cdot S_1 = V_2 \cdot S_2 ,$$

де V_1, V_2 - середні швидкості потоку в перерізах S_1 і S_2 .

Перерізи трубопроводів, гідроапаратури характеризуються величиною умовного проходу D_y /округлена до найближчого значення з установленого ряду величина діаметра кола, площа якого дорівнює площі характерного прохідного перерізу каналу труби чи обладнання/. ГОСТ 16516-80 установлює такий ряд основних умовних проходів /мм/: 1; 1,6; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250.

3.4.3. Режими течії рідин

Розрізняють два режими течії рідин у трубопроводах: ламінарний і турбулентний. Кожний з них характеризується числом Рейнольдса Re , яке для труб круглого перерізу визначається за формулою:

$$Re = v_{cp} \cdot d / \nu \quad \text{чи} \quad Re = Q / (0,785 \cdot d \cdot \nu), \quad /3.13/$$

де v_{cp} - середня швидкість потоку, м/с; d - внутрішній діаметр трубопроводу, м; ν - кінематична в'язкість, м²/с; Q - витрати масла, м³/с.

Для кільцевих щілин / d_1 і d_2 - зовнішній і внутрішній діаметр щілини/ число Рейнольдса

$$Re = v_{cp} (d_1 - d_2) / \nu \quad /3.14/$$

Межу між ламінарним і турбулентним режимами виражає критичне число Рейнольдса $Re_{кр}$. Якщо $Re < Re_{кр}$, то потік ламінарний, якщо $Re > Re_{кр}$, то потік - турбулентний. Для круглих гладких труб $Re_{кр} \cong 2200 - 2300$, для гнучких рукавів - 1550 - 1650, для гладких кільцевих щілин - 1000 - 1100, для вікон золотників - 250 - 270, для клапанів - 30 - 100, для вентилів - 500 - 700.

3.4.4. Втрати тиску

Розрізняють втрати тиску у трубопроводах і втрати тиску в гідроагрегатах і арматурі /місцевий опір/. Втрата тиску Δp на відрізок трубопроводу діаметром d /м/ і довжиною l /м/, обумовленою опором тертя рідини, визначається при ламінарному режимі за формулою:

$$\Delta p = 32 \mu \cdot l \cdot v_{cp} / d^2, \text{ Па} \quad \text{або} \quad \Delta p = 128 \nu \cdot \rho \cdot l \cdot Q / (\pi d^4), \quad /3.15/$$

де μ - динамічна /абсолютна/ в'язкість рідини, $\text{ш} \cdot \text{с}$;
 ρ - густина рідини, $\text{кг}/\text{м}^3$.

При ламінарному і турбулентному режимах можна користуватись також формулою:

$$\Delta p = \lambda \cdot 8 Q^2 \rho l / (\pi^2 d^5), \text{ Па} \quad /3.16/$$

де λ - коефіцієнт опору.

При ламінарному потоці $\lambda = 75 / Re$ /3.17/

При турбулентному потоці, коли $2300 < Re < 10^5$, цей коефіцієнт визначають за формулою Блазіуса

$$\lambda = (100 Re)^{-0,25}, \quad /3.18/$$

а у випадку, коли $Re > 10^5$, - за формулою Кондакова

$$\lambda = (1,8 \cdot l q Re - 1,5)^{-2} \quad /3.19/$$

Втрати напору в місцевих опорах можна визначити за формулою:

$$\Delta p_M = \frac{v_{ср}^2 \gamma}{2g} \cdot \sum_1^n \zeta, \text{ Па} \quad \text{чи} \quad \Delta p_M = \frac{8 Q^2 \rho}{\pi^2 \cdot d^4} \cdot \sum_1^n \zeta, \text{ Па}, \quad /3.20/$$

де $\sum_1^n \zeta = \zeta_1 + \zeta_2 + \dots + \zeta_n$ - коефіцієнт опору для ряду послідовно розташованих місцевих опорів.

Для стандартних елементів і арматури приймають такі значення коефіцієнтів місцевих опорів ζ :

- розподільні золотники в залежності від характеру руху й кількості поворотів рідини 2 - 4
- розподільні і зворотні /запірні/ клапани без урахування зусилля пружини 2 - 3
- штуцери, які з'єднують труби з агрегатами, і перехідники, які з'єднують відрізки труб 0,1 - 0,15

В деяких випадках визначають не втрати тиску Δp , а втрати напору h . Між цими величинами має місце така залежність:

$$h = \Delta p / \gamma \quad \text{чи} \quad \Delta p = h \cdot \gamma \quad /3.21/$$

Втрати напору доцільно визначити при істотній різниці висотних рівнів гідростанції і робочого органа /10 м і більше/, коли втрати тиску на підняття стовпа масла будуть співмірні із втратами тиску в трубопроводах і місцевих опорах.

3.4.5. Гідравлічний удар у трубах

У зв'язку з використанням високих швидкостей течії рідин у трубопроводах і застосування в них швидкодіючого розподільного об-

ладнання важливе значення набувають питання, пов'язані з гідравлічним ударом, при якому виникають тиски в декілька разів більші від номінальних. В окремих випадках ці тиски можуть призвести до руйнування.

Гідравлічним ударом називають підвищення тиску рідини, яка протікає по трубі, при швидкому перекритті заслінки. Він обумовлений стисливістю рідини і пружною деформацією трубопроводу. Ударне підвищення тиску $p_{уд}$ можна визначити за формулою:

$$p_{уд} = 4 Q \rho \cdot C / (\pi d^2) \quad , \text{ Па} \quad /3.22/$$

де Q - витрати рідини у трубі, $\text{м}^3/\text{с}$;

$$C = 1 / \sqrt{\frac{d}{\delta} \cdot \frac{\rho}{E_{тр}} + \frac{\rho}{E_p}} \quad - \text{ швидкість поширення}$$

хвилі в пружній рідині, яка заповнює пружний трубопровід, $\text{м}/\text{с}$;

d, δ - внутрішній діаметр і товщина стінки труби, м ;

$E_{тр}, E_p$ - модуль пружності матеріалу труби і рідини, Па .

До основних засобів боротьби з гідравлічним ударом відносяться: збільшення часу закриття заслінки чи переключення розподільного золотника й устанавлення на трубі компенсаторів.

Регулювання часу швидкості закриття розподільного чи відсічного золотників звичайно здійснюється дросельним реле, завдяки якому час перекриття трубопроводу може тривати при необхідності протягом декількох секунд.

Потрібний час t закриття чи відкриття заслінки, при якому буде допустиме підвищення тиску, визначається за формулою:

$$t > 2L \sqrt{E_p / \rho} \quad , \text{ с} \quad /3.23/$$

де L - довжина трубопроводу, м .

Компенсатори гідравлічного удару звичайно мають з'єднану з трубопроводом ємкість з пружним елементом. Ударний тиск тут компенсується за рахунок часткового поглинання енергії пружним елементом. Схеми найбільш поширених компенсаторів показані на рис.3.2.

3.5. Розподільча, запобіжна, регульовальна і допоміжна апаратура

3.5.1. Розподільники потоку робочої рідини

Призначення розподільників потоку - в одночасному з'єднанні і роз'єднанні декількох трубопроводів за обумовленою схемою, тобто для управління потоком робочої рідини між ділянками і агрегатами гідросистеми. Розподільники за конструктивним виконанням підрозді-

ляються на кранові, клапанні і золотникові /рис.3.3/. Найбільш поширені золотникові розподільники /рис.3.4,а/, які в свою чергу підрозділяються:

1/ за способом управління – з управлінням від кулачка /а/, з ручним управлінням /б/, з електроуправлінням /в,г/, з електрогід-роуправлінням /д,є/, з гідроуправлінням /ж/;

2/ за кількістю ходів /ліній/, то то підключених трубопроводів – триходові /а/, чотириходові /б,в,г,д/, п'ятиходові з розділним зливом /є,ж/;

3/ за кількістю позицій, тобто сталих фіксованих положень скалки золотника /середня, два крайніх і декілька проміжних/ – двопозиційні /а,ж/, трипозиційні /б,в,г,д,є/ і багатопозиційні /на рисунку не показані/;

4/ за характером перекриття прохідних щілин між пружками скалки і розточками гільзи /рис.3.3,а/ – з від'ємним /ширина пружка скалки l_c менше ширини розточки гільзи l_r /, з нульовим / $l_c = l_r$ / і додатним / $l_c > l_r$ / перекриттям;

5/ за видом підключення – у різьбовому, фланцевому, стиковому і модульному виконанні.

Розподільники, крім цього, виконують без регулювання і з регулюванням часу включення. В останньому випадку /рис.3.4,ж, з/ кожна торцева камера розподільника з'єднана з лінією управління чи зливу через паралельно з'єднані зворотний клапан і гідроспір /дросель/. Час включення золотника у цьому випадку регулюється шляхом змінення величини опору дроселя.

На практиці бувають потрібні різні варіанти з'єднання ліній гідросистеми. В зв'язку з цим при крайніх положеннях скалки розподільників, як правило, відбувається реверс привода, так як напірна і зливна магістралі з'єднуються з протилежними камерами привода /у триходових двопозиційних розподільників камера приво-ду з'єднується зі зливом/. В той же час при середньому положенні скалки розподільників використовуються різні варіанти з'єднань /рис.3.4/: всі канали P, A, B, T з'єднані між собою /б/; всі канали перекриті /в,є/; канал P перекритий, канали A і B з'єднані зі зливом T /г/; канали A, B перекриті, канал P з'єднаний зі зливом T /д/. Використовуються й інші варіанти. Тому перш ніж вибрати розподільник, необхідно ґрунтовно ознайомитися з вимогами, які пред'являються до проектного приво-ду.

У відповідності з ГОСТ 26890-86 приєднання каналів і трубопроводів апаратів позначаються: P – вхідний отвір основного по-

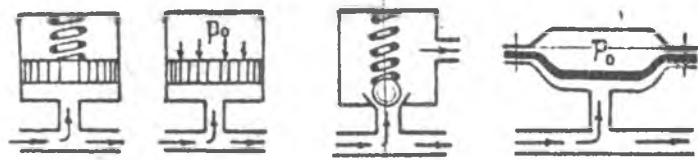


Рис.3.2. Схеми компенсаторів гідравлічного удару

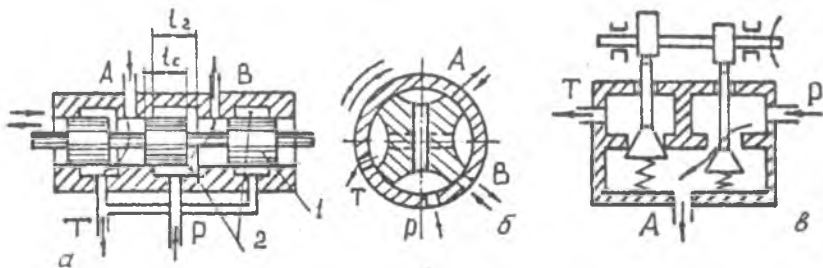


Рис.3.3. Схеми золотникового /а/, кранового /б/ і клапанного /в/ розподільників:

A, B - лінії привода; P - напірна магістраль; T - зливна магістраль; I - скалка /золотник/; 2 - розточка гільзи

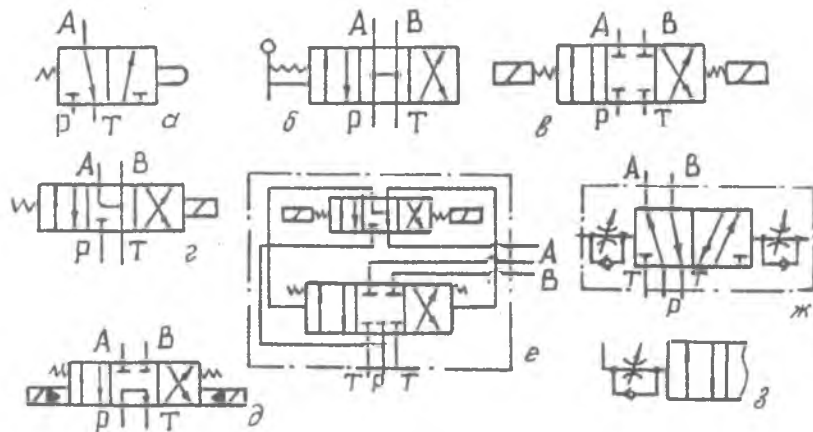


Рис.3.4. Схеми золотникових розподільників

току в апарат, напірна лінія /підвід/; A, B - отвори приєднання апарату до споживача /наприклад, до порожнини циліндра чи камер гідродвигуна/; T - вихідний отвір основного потоку, який повертається у бак, зливна магістраль /злив/; X, Y, V - отвори потоку управління; L - дренажний отвір /злив виток/; M - отвір для манометра. У скороченому запису розподільник позначають через дріб, у чисельнику якого вказують число ліній /ходів/, а у знаменнику - число позицій золотника. Наприклад, чотирилінійний трипозиційний розподільник позначають "Розподільник 4/3".

Розподільники, незалежно від схеми виконання, мають певні діаметри умовних проходів D_y : 6; 8; 10; 12; 16; 20; 22; 32 мм і більше. Згідно з величиною D_y витрати масла Q , що проходить через розподільник, орієнтовно дорівнює: $1,67 \cdot 10^{-4}$; $3 \cdot 10^{-4}$; $5,8 \cdot 10^{-4}$; $1,17 \cdot 10^{-3}$; $1,67 \cdot 10^{-3}$; $2,56 \cdot 10^{-3}$; $3,34 \cdot 10^{-3}$; $6,68 \cdot 10^{-3}$ м³/с.

При виборі гідророзподільників необхідно також враховувати величину допустимих для них робочих тисків /5,0; 6,3; 10; 20; 32 МПа і більше/.

3.5.2. Апаратура управління розходом рідини

Основним елементом апаратури, яка управляє витратою рідини, є дросель - елемент, призначений для створення опору потоку робочої рідини шляхом її проходження через робоче вікно /отвір, щілину, вузький канал тощо/. Розміри робочого вікна дроселя /якщо дросель має регулювання/ змінюється від зовнішньої дії.

Існують різні конструкції й типи дроселів. Разом з тим їх можна розподіляти на такі групи: в'язкісні та інерційні, з регулюванням і без регулювання, з регулятором і без регулятора й інші. Серед усіх дроселей найбільш поширені в'язкісні дроселі з регулятором і без нього. Застосування перших особливо необхідно у тих випадках, коли потрібна стала робота приводу при змінах навантаження робочого органа. Ці дроселі забезпечують сталість витрат рідини навіть при істотних коливаннях тиску в гідросистемах.

Схема дроселя з регулятором показана на рис. 3.5. Дросель складається із власне дроселя 1 і редукційного клапана 4, розмішених у загальному корпусі 3. Витрата рідини встановлюється дроселем, а сталий тиск перед дроселем у порожності B забезпечується за рахунок взаємодії золотника 5 з пружиною 2.

Рідина підводиться у порожнину A і через кільцеву щілину δ , яка утворюється золотником 5 і отвором у корпусі 3, прямує в порожнину B , звідки через дросель 1 іде на злив. Порожнина

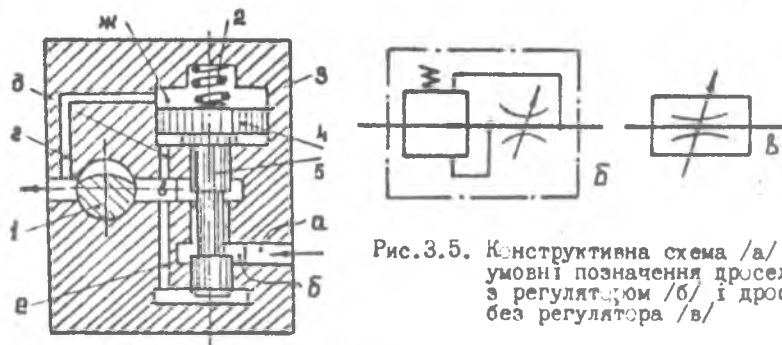


Рис.3.5. Конструктивна схема /а/ й умовні позначення дроселя з регулятором /б/ і дроселя без регулятора /в/

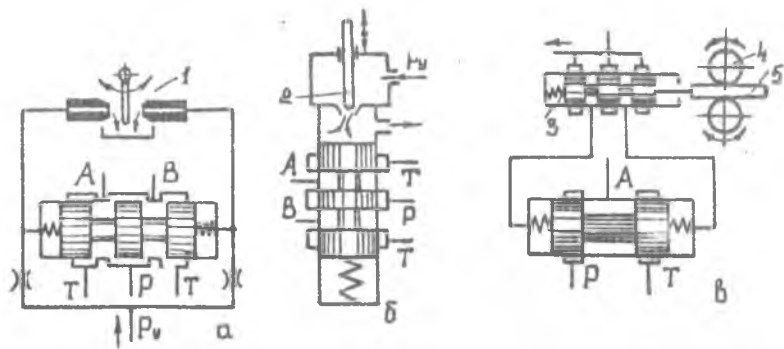


Рис.3.6. Схеми дроселюючих розподільників з паровим соплом - заслінкою /а/, паровою голкою - діафрагмою /б/ і моментними двигунами /в/



Рис.3.7. Умовні позначення дільника потоку /а/ і схема з'єднання декількох дільників потоку /б/

β через канали ϵ і δ з'єднується з нижніми торцевими порожнинами золотника 5 і туди прямує рідина під тиском. У залежності від величини тиску золотник буде переміщуватися вгору чи вниз. Вгору золотник переміщується під дією тиску, а вниз – під дією пружини 2. При цьому, коли золотник переміщується вгору, то щільність δ зменшується і тиск в порожнині β також зменшується. Якщо золотник переміщується вниз, то щільність δ збільшується і тиск у порожнині β також збільшується. Таким чином, рефлексний клапан устаноується автоматично і підтримує сталість тиску у порожнині β перед дроселем незалежно від величини тиску на вході. Сталість величини тиску у порожнині β в свою чергу забезпечує сталість витрати рідини, що проходить через дросель.

Наявність каналу ξ , який з'єднує вихід дроселя з порожниною η , забезпечує сталість перепаду тиску на дроселі, тобто сталість різниці тисків перед дроселем і після нього. Величина перепаду тиску у дроселі регулюється пружиною, яка звичайно тарується на тиск 0,2 – 0,3 МПа.

Вживані у металургійних машинах дроселі мають діаметри умовних проходів 10; 16; 20 і 32 мм і відповідно їм максимальні витрати $3,34 \cdot 10^{-4}$; $6,68 \cdot 10^{-4}$; $1,67 \cdot 10^{-3}$; $3,34 \cdot 10^{-3}$ м³/с. Мінімальна витрата в залежності від типу дроселя складає $6,68 \cdot 10^{-7}$ – $6,68 \cdot 10^{-6}$ м³/с /40 – 400 см³/хв/. Допустимий тиск для дроселів – 0,3; 10; 20; 32 МПа. Як і розподільники, дроселі бувають з різьбовим і стиковим виконанням.

У тих випадках, коли потрібне автоматичне регулювання витрати, застосовуються дроселючі розподільники, які одночасно управляють і направленістю потоку /рис.3.6/. Якщо золотник звичайного розподільника під дією релейного управління /ввімкнено–вимкнено/ займає дві або три фіксовані позиції, то золотник дроселючого розподільника, крім характерних позицій, може займати будь-яке фіксоване положення. Це досягається тим, що управляючий тиск рідини p_y на торці золотника для його переміщення можна змінювати безперервно.

Для дроселювання використовуються пари сопло – заслінка 1 та голка – діафрагма 2, а також проміжні розподільники 3, які управляються через рейку 5 за допомогою моментних двигунів 4.

Принцип дії кожного розподільника полягає в тому, що їх золотник зміщується в той чи інший бік під дією складової сили, що дорівнює різниці діючих на торці золотника сил. Золотники дроселючих розподільників для управління поршневым циліндром, поворотним гідродвигуном чи гідромотором виготовляють чотирикромковими /рис.

3.6,а,б/, для управління плунжерним гідропіліндром, який має тільки одну порочнину, - двокромковим /рис.3.6,в/.

витрату рідини Q , що проходить через прохідне вікно золотника, можна визначити за формулою:

$$Q = \mu \cdot f \sqrt{2 \cdot \Delta p / \rho}, \quad /3.24/$$

де μ - коефіцієнт витрати /для щілин з гострими кромками $\mu = 0,0 - 0,02$, для щілин з закругленими кромками $\mu = 0,75 - 0,8$;

$f = \pi d h$ - площа прохідного вікна золотника;

d - діаметр золотника;

h - зміщення золотника /ширина щілини/;

$\Delta p = p_1 - p_2$ - перепад тиску;

p_1, p_2 - тиск на вході і виході золотника;

ρ - густина робочої рідини.

Для одержання синхронної роботи декількох циліндрів чи гідромоторів, які механічно не зв'язані між собою, використовуються дільники потоку /рис.3.7/. Принцип їх дії незалежно від конструкції базується на тому, що у мент навантажену за величиною тиску ліній автоматично вводиться додатковий гідравлічний опір /пляхом переміщення проселяючого золотника/, який зменшує витрату в цій лінії до величини витрати у більш навантаженій лінії.

Дільники розміщують якомога ближче до робочих циліндрів /гідромоторів/ тому, що при великих об'ємах масла і, отже, високій пружності стовпа рідини неминуче оудуть порушення синхронності руху циліндрів при їх асиметричному навантаженні. Не рекомендується, через ту ж причину, між дільниками потоку і циліндрами встановлювати які-небудь елементи, котрі мають витік. Точність ділення потоку також порушується при наявності в гідросистемі повітря.

3.5.3. Запобіжні, редуційні й зворотні клапани

Запобіжні клапани призначаються для обмеження підвищення тиску у гідросистемі понад заданий пляхом відводу рідини в бак. Використовуються клапани прямої й непрямої дії /рис.3.8/. Клапан прямої дії /рис.3.8,а/ складається з корпусу 1, ступінчатого плунжера 2, пружини 3 й гвинта настроювання 4. Необхідну величину допустимого тиску в гідросистемі встановлюють гвинтом 4 пляхом відповідного стиснення пружини 3, що діє на плунжер 2. При тиску в системі нижче настроєного плунжер під дією пружини перебуває в нижньому по-

ложенні й доступ масла на злив перекрито. Якщо ж величина тиску перевищить настросну, то плунжер підніметься вгору /зусилля на плунжер з боку тиску стає більшим від зусилля пружини/ і з'єднає напірну магістраль P зі зливом T , що знизить тиск у гідросистемі до заданої величини.

Клапан непрямої дії /рис.3.8,б/ ще називають запобіжним клапаном з переливним золотником. У даному випадку функції переливного золотника виконує ступінчатий плунжер 2 з кільцевою розточкою і каналами P , A , T у корпусі, а функцію запобіжного – кульовий клапан δ . Плунжер 2 має дросель 7 і пружину 8 меншої жорсткості, ніж жорсткість пружини 3.

При відсутності тиску чи низькому тиску в лінії P злив T перекривається. При підвищенні тиску в гідросистемі понад обумовлену пружиною 3 величини масло із камери a через кульовий клапан перетікає на злив у лінію T . У цьому випадку тиск у камері a падає і плунжер за рахунок перепаду тисків у камерах a , b , c піднімається вгору і з'єднує лінію P зі зливом магістраллю T .

Можливі два варіанти підключення запобіжних клапанів до гідросистеми /рис.3.8,в,г/: у першому випадку клапан безпосередньо врізується в напірну магістраль, у другому випадку він установлюється на відводі напірної магістралі і його вихідний отвір A перекривають заглушкою /рис.3.8,а/.

Редукційні клапани призначені для підтримання на виході клапана більш низького сталого тиску, ніж тиск на вході. Ця необхідність виникає в тому випадку, коли від одного джерела витрати живляться декілька споживачів із різними тисками.

Клапан /рис.3.9/ – це автоматичний дросель, опір якого дорівнює в кожний даний момент різниці між перемінним тиском на вході в клапан і сталим /редукованим/ тиском на виході з нього. Основними елементами найпростішого клапана є ступінчатий плунжер 1 з дросельючою конусною голівкою 5, корпус 2, пружина 3 і регулюючий гвинт 4. Зниження тиску з вхідного P до вихідного P_p і підтримання останнього на сталому рівні обумовлено динамічною рівновагою діючих на плунжер 1 сил, із яких зусилля пружини 3 діє в бік збільшення відкриття проходної щілини, а гідроцинамична сила /дія тисків показана стрілками/ в бік зменшення цієї щілини. Якщо редукований тиск P_p у порівнянні з заданим зменшується, то пружина негайно переміщує плунжер вправо, проходна щілина збільшується /при цьому зменшуються втрати тиску/ і редукований тиск миттєво збільшується до заданої величини.

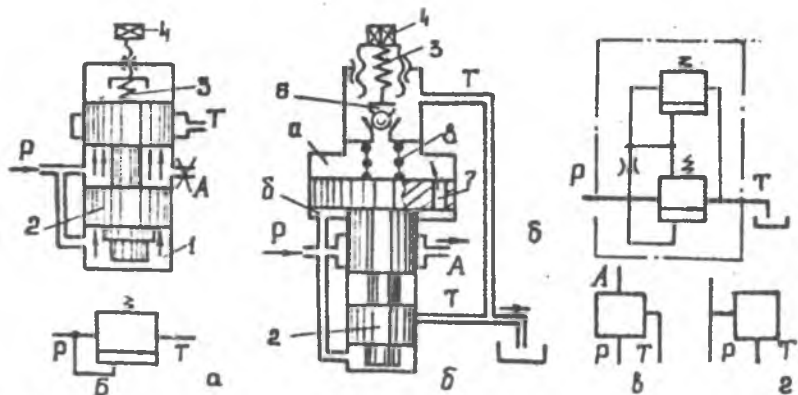


Рис. 3.8. Півконструктивні зображення і умовні позначення запобіжних клапанів прямої /а/ і непрямої /б/ дії, схеми підключення клапанів до напірної магістралі /в,г/

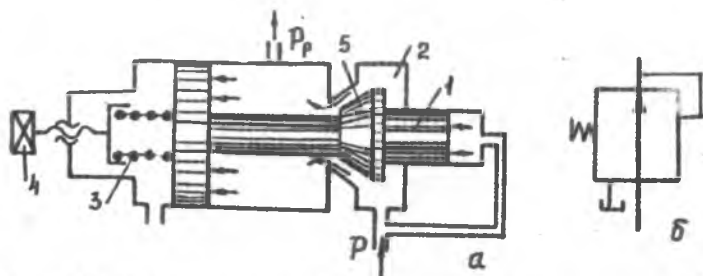


Рис. 3.9. Півконструктивне зображення /а/ і умовне позначення /б/ редукційного клапана

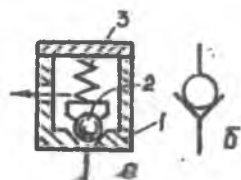


Рис. 3.10. Конструктивне зображення /а/ і умовне позначення /б/ зворотного клапана

ни. Зворотна картина спостерігається при підвищенні редукованного тиску. Величину редукованого тиску встановлюють гвинтом 4 шляхом регулювання ступеня стиснення пружини 3.

Зворотні клапани /рис.3.10/ призначені для пропускання потоку рідини тільки в одному напрямку і перекриття у зворотному напрямку. Основними елементами клапанів є: корпус 1, кульовий клапан 2 і пружина 3. В деяких випадках зворотні клапани доцільно встановлювати на виході зливної магістралі, щоб забезпечити заповнення гідросистеми маслом і запобігти тим самим підсмоктування повітря. Втрати тиску в цьому випадку складають приблизно 0,1 МПа.

3.5.4. Реле тиску

Реле тиску слугує для подачі сигналів /звичайно, електричних/ при досягненні заданого тиску рідини. Імпульсом для реле слугує підвищення чи зниження тиску у гідросистемі. Цей тиск перетворюється в переміщення навантаженого пружиною плунжера чи мембрани, які у свою чергу діють на електричні контакти. Застосовуються реле, як правило, у тому випадку, коли потрібним буває автоматичне включення чи відключення елементів і агрегатів гідросистеми.

3.6. Насоси й гідравлічні двигуни

3.6.1. Насоси

Насоси вибирають із каталогів переважно за двома параметрами: тиском p /Па/ і подачею Q /м³/с/. Для вибору прив'язного двигуна необхідно знати також частоту n обертання вала насоса.

Потужність електродвигуна незалежно від типу насоса визначають за формулою:

$$N = p \cdot Q / (1000 \cdot \eta), \text{ кВт} \quad /3.25/$$

де η – загальний ККД насоса /дорівнює добутку об'ємного й механічного ККД насоса/.

До числа найбільш поширених конструкцій насосів відносяться: шестеренні; кривошипно-поршневі; радіально-поршневі; аксіально-поршневі та пластинчаті /лопатеві/.

Умовні позначення насосів наведені на рис.3.11. Загальні позначення незалежно від виду насоса: а – нереверсивний зі сталюю подачею; б – реверсивний зі сталюю подачею; в – нереверсивний з регульованою подачею. Позначення із вказівкою виду насоса: д – шестеренний; е – кривошипно-поршневий; ж – радіально-поршневий; з – аксіально-поршневий; к – пластинчатий.

Шестеренні насоси, що одержали свою назву через наявність двох

робочих колес - пестерень, випускають з такими параметрами: тиск - $2,5 \text{ МПа}$, подача - $2 \cdot 10^{-4} - 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ /12 - 150 л/хв/, частота обертання - 1400 хв^{-1} , об'ємний ККД - $0,75 - 0,9$, загальний ККД $0,55 - 0,7$. У спеціальних насосах ці параметри досягають таких величин: тиск - $10, 15, 20, 30 \text{ МПа}$, подача - до $1,67 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$ /1000 л/хв/, частота обертання - $2500 - 4000 \text{ хв}^{-1}$, об'ємний ККД - до $0,95 - 0,96$, загальний ККД - $0,87 - 0,9$. Насоси характеризуються великим терміном служіння, який для деяких зразків буває не менше 5000 годин.

Криволипно-поршневі насоси в своїй основі мають криволипно-повзунний механізм, завдяки якому привідний вал насоса одержує обертальний рух, а поршні /плунжери/ - зворотно-поступальний. Їх широко використовують в насосно-акумуляторних станціях гідравлічних пресів. Вони створюють тиск до 32 МПа і розвивають подачу до $1,67 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/\text{с}$ /1000 л/хв/.

Радіально-поршневі насоси також працюють на принципі зворотно-поступальних рухомих поршнів /плунжерів/, які розміщуються в камерах обертового ротора і взаємодіють з поверхнями стінок ексцентрично розташованого статорного кільця. Їх характеристика така: тиск - до 50 МПа , подача - до $0,68 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ /400 л/хв/, частота обертання вала - 1000 хв^{-1} , загальний ККД $0,77 - 0,85$.

Аксіально-поршневі насоси відрізняються від радіальних тим, що їх поршні розташовуються паралельно осі ротора і перебувають на однаковій від неї відстані. Вони створюють тиск до 32 МПа при подачі до $0,68 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Частота обертання вала - $1000 - 1500 \text{ хв}^{-1}$, загальний ККД - $0,75 - 0,9$.

Пластинчаті насоси найбільш прості й поширені серед вищезазначених насосів. Основними елементами цих насосів є нерухомий статор, ексцентрично до нього розміщений обертовий ротор, пластини, які вільно і радіально рухаються у пазах ротора, і виконаний у вигляді двох серповидних каналів розподільний пристрій. Насоси випускають з рівнем тиску $6,3; 10; 12,5 \text{ МПа}$ і подачі до $3,34 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$ /200 л/хв/. Частота обертання вала - 1000 і 1500 хв^{-1} , загальний ККД - $0,55 - 0,85$.

3.6.2. Гідромотори і пневмомотори

Умовні позначення гідромоторів і пневмомоторів показані на рис.3.12: а - загальне позначення гідромоторів; б, в - гідромотори нереверсивний і реверсивний без регулювання; г, д - гідромотори нереверсивний і реверсивний з регулюванням; е - поворотний гідродви-

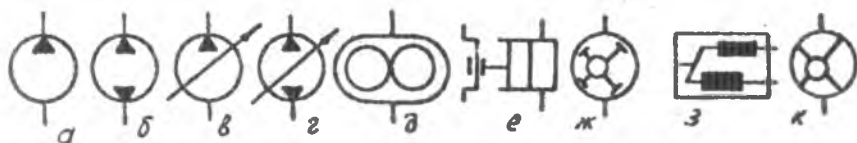


Рис.3.11. Умовні позначення насосів на гідросхемах

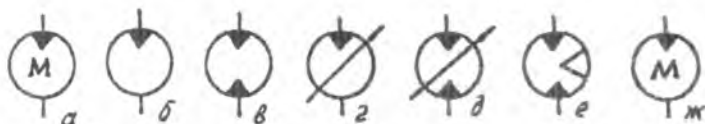


Рис.3.12. Умовні позначення гідродвигунів і пневмодвигунів

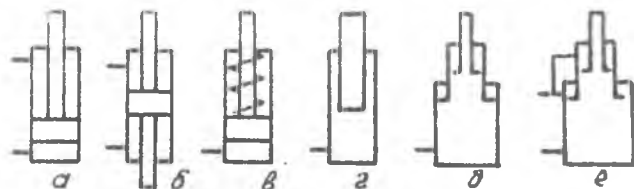


Рис.3.13. Умовні позначення циліндрів

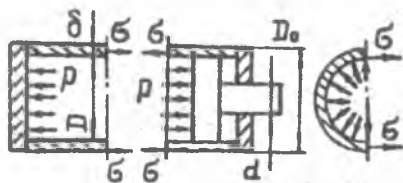


Рис.3.14. До розрахунку циліндра на міцність

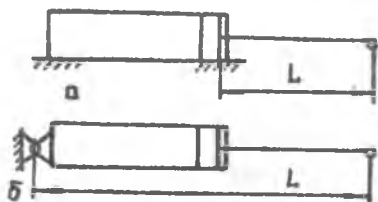


Рис.3.15. До розрахунку циліндра на стійкість

гун; τ – загальне позначення пневмомотора /решта позначень пневмодвигунів аналогічна позначенням гідромоторів, тільки трикутники у колах не затулюються/.

Найбільш поширені радіально–поршневі, аксіально–поршневі та пластинчаті гідромотори. Їх вибирають з каталогів за тиском на вході, витратою робочої рідини, крутним моментом на вихідному валі і частотою обертання. Для одержання підвищених крутних моментів використовуються спеціальні високомоментні радіально–поршневі гідромотори.

За принципом дії й конструктивним виконанням пневмомотори подібні до гідромоторів. Однак необхідно враховувати ті обставини, що пневмомотори не можуть за своєю природою виконуватись на низькій частоті обертання і це вимагає застосування додаткових передач пониження. У той же час гідромотори в деяких випадках можуть використовуватись взагалі без передач пониження.

3.6.3. Гідро- і пневмоциліндри

Гідравлічний або пневматичний силовий циліндр є об'ємним двигуном з прямолінійним зворотно–поступальним рухом робочого органа /поршня або плунжера/ відносно корпусу циліндра /в деяких випадках із конструктивних міркувань рухомим виконується корпус/.

На рис.3.13 показані умовні позначення різних типів циліндрів: а – поршневий двосторонньої дії з одним штоком; б – поршневий двосторонньої дії з двома штоками; в – поршневий односторонньої дії з пружинним поворотом штока; г – плунжерний односторонньої дії; д – телескопічний односторонньої дії; е – телескопічний двосторонньої дії. У поршневих циліндрах /схема а/ порожнини називають поршневою і штоковою. Це дає можливість враховувати ті обставини, що площі цих порожнин різні за величиною. Площа поршневої порожнини дорівнює площі поперечного перерізу поршня, а площа штокової – різниці площ поперечних перерізів поршня і штока. Співвідношення між діаметром циліндра D , діаметром d штока приймають

$$d = (0,45 \dots 0,7) \cdot D \quad /3.26/$$

Розміри діаметрів поршнів, плунжерів і штоків вибирають із нормального ряду за ГОСТом, що гарантує можливість застосування стандартних ущільнень.

Діаметр поршня /внутрішній діаметр циліндра/ або плунжера визначають за формулою:

$$D = \sqrt{4F / (\pi \cdot p_p \cdot \eta)} \quad , \text{ м} \quad /3.27/$$

де F - зусилля на штоці, МН;
 p_p - тиск робочої рідини у циліндрі, МПа;
 $\eta = 0,9 - 0,95$ - ККД циліндра.

Якщо η параметри циліндра відомі і потрібно визначити зусилля, яке розвиває циліндр, то воно визначається за формулою:

$$F = p_p \cdot S \cdot \eta \quad , \text{ МН} \quad /3.23/$$

де S - корисна площа поршня /плунжера/, м².

Цєю формулою можна скористатись при визначенні необхідної величини робочого тиску при відомих F і S , якщо її перетворити до вигляду:

$$p_p = F / (S \cdot \eta) \quad , \text{ МПа} \quad /3.24/$$

Швидкість переміщення робочого органа циліндра /штока чи плунжера/ залежить від витрати рідини Q /м³/с/ і корисної площі циліндра, тобто

$$v = Q / S \quad , \text{ м/с} \quad /3.30/$$

При розрахунку на міцність корпусу циліндра заданими вважають /рис.3.14/ внутрішній діаметр труби D /м/, тиск рідини у циліндрі p /приймають $p = 1,25$ /МПа/ і допустиму напругу $[G]$ /МПа/ матеріалу труби. Визначенню підлягає товщина стінки δ /м/ або зовнішній діаметр труби $D_o = D + 2\delta$ /м/. При цьому розрізняють тонкостінні і товстостінні циліндри. Тонкостінним називають циліндр, у якого $D_o/D = 1,2$ /або $\delta/D \leq 0,1$ /, товстостінним - у якого $D_o/D > 1,2$ /або $\delta/D > 0,1$ /.

Для практичних розрахунків використовуються такі формули:
тонкостінні циліндри

$$\delta = \frac{p \cdot D}{2,3 [G] - p} ; \quad /3.31/$$

товстостінні циліндри із сталі та інших пластичних матеріалів

$$\delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[G]}{[G] - 1,73p}} - 1 \right) ; \quad /3.32/$$

товстостінні циліндри із чавуна

$$\delta = \frac{D}{2} \left(\sqrt{\frac{[G] + p}{[G] - p}} - 1 \right) \quad /3.33/$$

Допустимі напруги $[G]$ складають для циліндрів із сірого чавуна - 25 МПа, для високортного чавуна - 40 МПа, із сталюого лиття - 80 - 100 МПа, з кованої легованої сталі - 150 - 180 МПа,

з кованої вуглецевої сталі – 100 – 120 МПа. Запас міцності при цьому складає 3 – 6. Цими ж формулами можна користуватись при розрахунках трубопроводів на міцність.

Розрахунки на стійкість /рис.3.15/ виконують для повністю висунутого штока. При цьому використовують формулу Ейлера для критичної сили $F_{кр}$, яку порівнюють з фактичною силою $F_{ф}$

$$F_{кр} = K \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{L^2} \geq F_{ф}, \quad /3.34/$$

де K – коефіцієнт, який враховує характер закріплення кінців штока і циліндра / $K = 1$ при жорсткому закріпленні обох кінців; $K = 2$ при шарнірному закріпленні одного і жорсткому закріпленні другого кінця; $K = 4$ при жорсткому закріпленні обох кінців/;

E – модуль пружності матеріалу циліндра чи штока;

I – момент інерції перерізу циліндра чи штока при вигині;

L – довжина стиснуваного відрізка.

При проектуванні циліндрів потрібно користуватись конструкторською документацією /широко подана у довідниках конструктора/, де подаються повні відомості з цього питання.

Основні параметри гідроциліндрів регламентуються ГОСТ. Установлені такі ряди:

номінальних тисків /МПа/ – 2,5; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63;

діаметрів поршня /мм/ – 20; 25; 32; /36/; 40; /45/; 50; /56/; 63; /70/; 80; /90/; 100; /110/; 125; /140/; 160; /180/; 200; /220/; 250; /280/; 320; /360/; 400; /450/; 500; /560/; 630; /710/; 800; /900/;

діаметрів штока /плунжера/ /мм/ – 10; 12; 16; /18/; 20; /22/; 25; /28/; 32; /36/; 40; /45/; 50; /56/; 63 /далі ті ж значення, що і для поршнів/.

Краще використовувати основний ряд, а у випадку необхідності – додатковий /значення в дужках/.

3.6.4. Гідралічні акумулятори

Гідроакумулятором називають ємність, яка служить для накопичення енергії в час пауз і повороту її у період роботи агрегатів гідросистеми. Гідроакумулятори широко використовуються в гідравлічних пресах, виконавчих механізмах прокатних станів, електропечей тощо.

При використанні акумуляторів можна понизити потужність насо-

сів гідросистем до середньої потужності споживачів або ж забезпечити перерви в роботі насосів систем з епізодичною дією агрегатів. Через те, що накопичена в акумуляторі енергія може бути віддана у короткий час, акумулятор може короткочасно розвинути велику потужність. З окремих випадках важливим також є можливість забезпечення значно більшої швидкості агрегата в короткі проміжки часу ніж та, яку може забезпечити насос.

Гідроакумулятори бувають трьох видів: вагові, пружинні і пневмогідрравлічні /газові/ /рис.3.16/. У вагових акумуляторах /рис. 3.11,а/ використовується потенціальна енергія ваги, у пружинних /рис.3.16,б/ – потенціальна енергія стисненої пружини, у пневмогідрравлічних /рис.3.16,в/ потенціальна енергія стисненого газу /повітря, азоту, інертного газу/. Для відокремлення рідини від газів у пневмогідрравлічних акумуляторах використовуються портні або пружні діафрагми /в деяких випадках акумулятори виконують без розділюючих елементів/.

Розміри акумуляторів вибирають з міркувань забезпечення необхідного тиску рідини p і її об'єму V . У вагових акумуляторах величина тиску при різних положеннях однакова і визначається площею плунжера S і вагою вантажу G , тобто

$$p = G / (S \cdot \eta_a), \quad /3.35/$$

де η_a – ккд акумулятора.

Звідси знаходять потрібну вагу вантажу.

У пружинному і пневмогідрравлічному акумуляторах величина тиску змінюється від максимального p_{max} до мінімального p_{min} . значень відповідно у початковому і кінцевому положеннях портня діафрагми. Тому тут задаються p_{max} і p_{min} .

Жорсткість пружини, яка забезпечує необхідні величини тисків, визначається за формулою:

$$C = (p_{max} - p_{min}) \cdot \pi D^2 / (4H), \quad /3.36/$$

де D – діаметр портня акумулятора;

H – хід портня.

У пневмогідрравлічних акумуляторах при ізотермічному процесі між початковим об'ємом газу V_n і кінцевим V_k має місце така залежність:

$$V_k = (1,17... 1,25) V_n \quad /3.37/$$

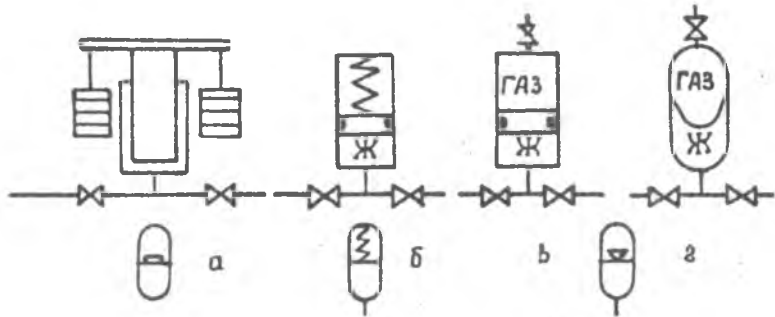


Рис.3.16. Гідроаккумулятори та їх умовні позначення на схемах

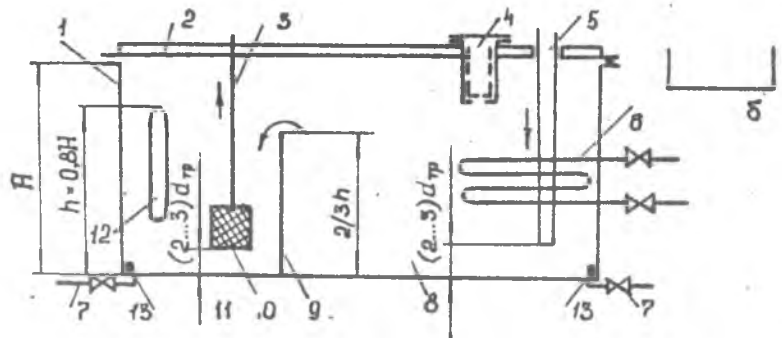


Рис.3.17. Гідробак: схема /а/ і умовне позначення /б/

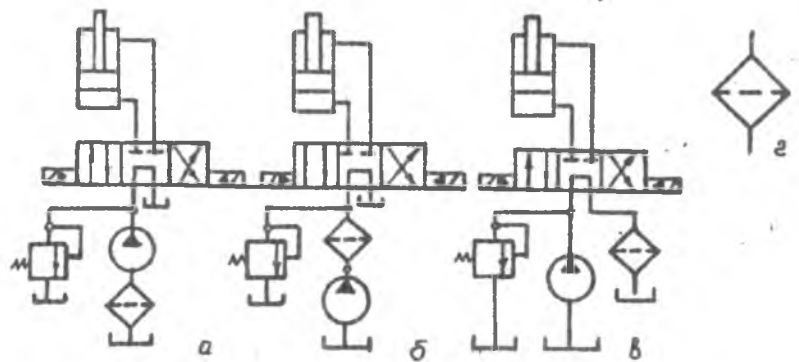


Рис.3.18. Схеми підключення /а,б,в/ та умовне позначення /г/ фільтрів

Корисний об'єм акумулятора V , який дорівнює об'єму витискуваної робочої рідини, визначається за виразом:

$$V = V_k - V_n = (0,17... 0,25) V_n \quad /3.33/$$

Із цього виразу видно, що корисний об'єм складає лише 17 - 25% від початкового об'єму газу. Тому у цьому випадку, якщо потрібна значна величина корисного об'єму, використовують послідовне з'єднання балонів акумулятора, із яких лише один балон є пневмогідралічним, а всі останні - пневматичні. Такі акумулятори використовуються в гідросистемах дугових електросталеплавильних печей з гідравлічними виконавчими механізмами.

3.7. Устаткування для зберігання й очистки рідин

3.7.1. Гідробаки

Призначення баків:

- зберігання і запас робочої рідини для гідросистеми /повинен вміщувати весь об'єм рідини гідросистеми/;

- фільтрація рідини і запооігання її заоруднення;

- відсти рідини та її дегазація;

- охолодження або нагрів рідини;

- установлення гідроапаратури тощо.

Гідробаки /рис.3.17/ виготовляють із листової сталі з корпусом I прямокутної форми і кришкою 2, яка кріпиться до корпусу через ущільнення. Бак поділяють перегородкою 3 на дві камери - зливну 4 і всмоктуючу 5. Кожна з них має зливні канали 6. Поруч розміщують пробки з магнітними пастками 7. На стінці всмоктуючої камери встановлюють рівнемір 8. Всмоктуючу трубу з насоса обладнують сітчастим фільтром. В зливну камеру вводять всі зливні і дренажні труби 9. Заливають рідину в бак через прийомну воронку з сітчастим фільтром 10. При необхідності в баках обладнують теплообмінники 11, які розміщують в зливній камері. На кришці або стінках бака встановлюють панелі для гідроапаратури.

Об'єм бака $/m^3/$ має дорівнювати, як мінімум, 3-х хвилинній подачі насоса $/m^3/хв/$. При меншому об'ємі погіршуються умови очистки, відстою й теплообміну рідини.

Необхідність в теплообмінниках /охолоджувачах/, які виконуються частіше у вигляді змієвиковів, установлюється із умов, що фактична площа тепловіддачі бака $S_{\phi} /m^2/$ має бути більше чи дорівнювати розрахунковій площі $S_p /m^2/$, тобто

$$S_p = \frac{3,6 \cdot \Delta p \cdot Q_m}{(T_m - T_0) \cdot k_b} \leq S_{\phi}, \quad /3.39/$$

де Δp - втрати тиску в гідросистемі, Н/м²;
 Q_m - витрата рідини в гідросистемі, м³/с;
 T_m, T_0 - температури робочої рідини і оточуючого середовища, °С;

k_b - коефіцієнт теплопередачі від бака до повітря /приймають
 $k_b = 0,3 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$

Витрата охолоджуючої води Q_B /м³/ч / при заданій площі теплообмінника S_T можна визначити з формулою:

$$Q_B = \frac{(T_m - T_{\text{ср}}) \cdot k_T \cdot S_T}{C_B \cdot \rho (T_{\text{вк}} - T_{\text{вн}})}, \quad /3.40/$$

де $T_{\text{ср}}$ - середня температура води в теплообміннику, °С;
 $k_T = 420 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{ч} \cdot \text{К})$ / - коефіцієнт теплопередачі від робочої рідини до води;
 $C_B = 4,2 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - питома теплоємність води;
 $\rho = 1000 \text{ кг}/\text{м}^3$ - густина води;
 $T_{\text{вк}}, T_{\text{вн}}$ - температура води кінцева /на виході охолоджувача/ і початкова /на вході в охолоджувач/, °С.

З другого боку, якщо задатись витратами води, то за цією формулою можна визначити площу теплообмінника.

3.7.2. Фільтри

Фільтри гідросистем призначені для очистки робочих рідин від твердих і в'язких забруднюючих домішок, які потрапляють в гідросистему ззовні, а також утворюються при зносі деталей гідроапаратури й старінні рідин

Найбільш поширені сітчасті і щілинні /пластинчаті/ фільтри, а також магнітні фільтри, які звичайно комбінують із щілинними.

Фільтрують або увесь потік рідини /схема послідовного підключення/ або його частину /схема паралельного підключення/. Схема послідовного підключення фільтрів забезпечує фільтрацію всієї рідини, а паралельного - частину потоку. Остання схема використовується в тому випадку, коли потрібно мати особливо ретельну очистку рідини, яка надходить до відповідальних гідроагрегатів /наприклад, до лінії управління слідкуючих золотників/. На практиці часто використовують одночасно обидві схеми фільтрації. Для фільтрації всього потоку встановлюють фільтри з відносно високою пористістю, а для захисту особливо відповідальних агрегатів - фільтри тонкої очистки.

Фільтри встановлюють на всмоктуючій лінії насосів /рис.3.18,а/ на напірній /рис.3.18,б/ і зливній /рис.3.18,в/ магістралях.

3.8. Насосні установки

Промисловістю серійно випускаються різні типи насосних установок. Серед них широкого поширення набули установки типів І /І4В-І...Г49-9/ і С /С3-МІ-10, С3-МІ-25, С3-МІ-10/. Вони є сукупність з одного чи декількох насосних агрегатів і гідробака й оснащені управляючою і контролюючою гідроапаратурою, фільтрами, маслоохолодником тощо. Деякі з установок також оснащені пневмогідратичними акумуляторами й діагностичними засобами /реле тиску і рівня, датчики температури, фільтри з двоступінчатою електричною індикацією забруднення й інші/. Технічні характеристики установок подаються в каталогах і довідковій літературі з машинобудівної гідравліки.

3.9. Гідравлічний слідкуючий привод

Гідравлічний слідкуючий привод широко застосовується в гідрокопіювальних металообробних верстатах, ковально-пресовому устаткуванні, системах автоматичного регулювання ряду електрометалургійних плавильних агрегатів, системах управління і наведення літакової та ракетної техніки.

Слідкуючі гідроприводи від звичайних відрізняються наявністю зворотного зв'язку між задаючим обладнанням і робочим органом. За типом зворотного зв'язку розрізняють гідроприводи з механічним і електричним зв'язком. Принципова схема найпростішого слідкуючого привода з жорстким механічним зв'язком показана на рис.3.19.

Привод показано відносно до фрезерного верстата при обробці деталей фасонного профілю 9 з використанням копіра І. При русі останнього в напрямку, який позначено стрілкою, підіймається вгору шуп 2 і, в свою чергу, переміщує вгору скалку 4 слідкуючого золотника 3, корпус якого за допомогою кронштейна 10 /зворотний зв'язок/ з'єднаний з робочим органом 7 і рухомих штоком гідроциліндра 6. Внаслідок зміщення скалки відносно нерухомого в перту мить корпусу золотника, в золотнику утворюється кільцева щілина /між кромками скалки і кільцевими розточками гільзи корпусу золотника/, через яку починає перетікати рідина. При показаному на схемі положенні скалки рідина під тиском надходить у підпоршневу порожнину циліндра 6. Завдяки цьому робочий орган 7 разом з фрезею піднімається вгору, відтворюючи рух шупа. З протилежної порожнини рідина через золотник зливається в бак. Пружина 5 постійно притискує шуп до корпусу.

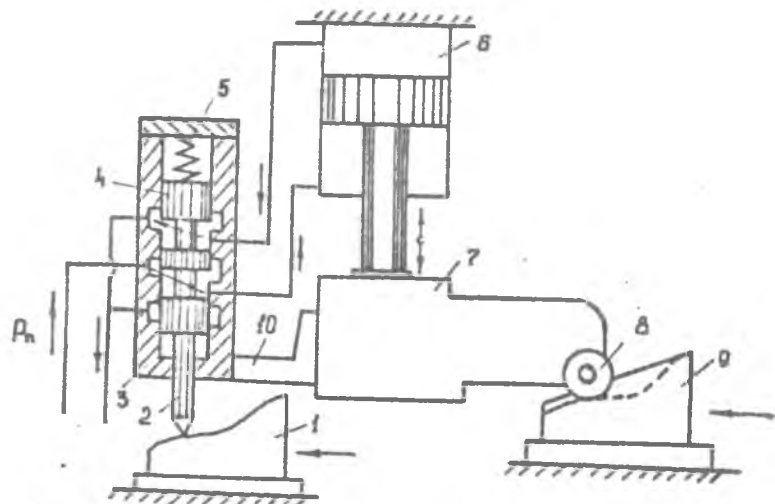


Рис.3.19. Принципова схема слідуючого гідропривода

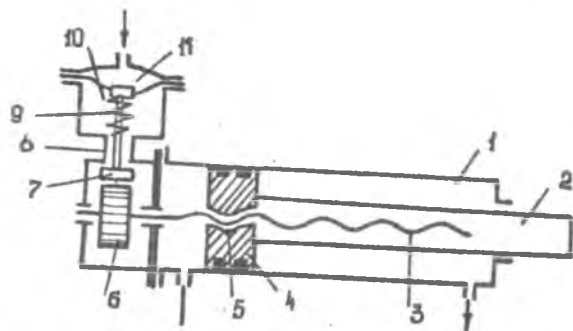


Рис.3.20. Пневмопривід з гвинтовим демпфorno-гальмовим пристроєм

До числа головних показників роботи слідуючого привода, крім тих, які властиві звичайному гідроприводу, відносяться точність відтворення заданої програми й стійкість до автоколивань /в замкнених слідкуючих системах можливий стан, коли гідропривод може мимовільно чинити незатухаючі коливання/.

Точність характеризується статичними характеристиками, які виражають функціональну залежність між логічністю відтворення заданої програми, швидкістю переміщення робочого органа і ділчим на нього статичним навантаженням. Характерною величиною, яка визначає границю стійкості гідропривода, є підведений граничний тиск $P_{лг}$.

При підведеному до золотника тиску P_n меншому за граничний $P_{лг}$ гідропривод буде стійким до автоколивань. Якщо α підведений тиск $P_{лг}$ /його величина приблизно дорівнює повному навантаженню на шток, поділеному на корисну площу і ділді циліндра/ буде більшим від граничного тиску $P_{лг}$ /визначається розрахунками/, то в системі виникають незатухаючі коливання. Цирордно, що автоколивання негативно впливають не тільки на точність відтворення програми, але і на довговічність гідросистеми в цілому. Тому при розробці слідуючого привода необхідно визначати область його стійкої роботи.

Методи розрахунку гідравлічних слідкуючих приводів докладно розглянуті в книгах Гаминіна М.Е., Балти Т.М., Лещенка В.А. і інших.

3.10. Особливості управління пневматичним приводом

Основна апаратура для управління пневмоприводами як за побу- довою, так і принципом дії аналогічна гідроапаратурі подібного призначення. Так, наприклад, швидкість, як і в гідросистемах, регулюється шляхом проселювання потоку газу, тиск - за допомогою редукційних клапанів. У той же час пневматичні системи мають свої особливості. Так, через високу пружність газу /повітря/ пневматичні силові циліндри не забезпечують без спеціальних додаткових засобів необхідну плавність і точність руху. Стисливість газу виключає можливість безпосередньої фіксації привода /особливо для поступального руху/ в заданих проміжних положеннях. Крім того, у пневмоприводі важко одержати при перемінному навантаженні рівномірні і стабільні швидкості.

Для стабілізації швидкості й фіксації робочого органа використовується різне пневмо-гідравлічне обладнання, яке докладно розглянуто в книгах Балти Т.М. Його принцип базується на оснащенні пнев-

матичних силових циліндрів гідравлічними циліндрами управління, рухомі частини яких з'єднані між собою. Ефект забезпечується тим, що робоча рідина з однієї порожнини гідроциліндра в другу витісняється через проселюючі отвори чи просельні клапани. Витікання рідини через просель через її низьку стисливість відбувається практично рівномірно, тому і переміщення гідроциліндра, а разом з ним і пневмоциліндра, буде також рівномірним. Черекриття проселюючого отвору забезпечує надійну фіксацію робочого органа при всякому його положенні. Разом з тим, не завжди можливе використання цього обладнання через його громіздкість і пожежну небезпеку. Тому в деяких металургійних машинах використовуються пневмоприводи з гвинтовим деміферно-гальмовим пристроєм /рис.3.20/.

Привод складається з силового пневмоциліндра, деміферуючої гвинтової пари і пневматичного діафрагмового гальма. Корпус I пневмоциліндра - звичайний, шток 2 - порожнютілий, а гайка 5 установлена у портні 4. На кінці гвинта 3 закріплено гальмовий шків. Гальмо складається з пневматичної камери II, в якій розміщується пружна діафрагма 10. Зона з'єднується за допомогою штока 8 з гальмовою колодкою 7. Шток 8 має пружину 9. На відміну від звичайних гвинтових пар ця пара виконується несамогальмівною /несамогальмівна передача - передача, в якій кут підйому гвинтової лінії більше кута тертя/, завдяки чому поршень з гайкою вільно рухається /тільки поступально/ вздовж гвинта і спричиняє його рух.

Рівномірність швидкості руху тут досягається за рахунок сил тертя в різьбовому з'єднанні й інерційності обертових частин гвинтової пари і гальмового шківа, які згладжують пікові стрибки швидкості, що спричиняються зміною тиску газу в порожнинах циліндра у відповідь на зміну навантаження на робочому органі. При фіксуванні робочого органа в камеру II подають стиснене повітря. Діафрагма 10 за допомогою штока 8 підтискує гальмову колодку 7 до шківа 6, що перешкоджає обертанню гвинта і, отже, поступальному переміщенню гайки з портнем.

4. ОСНОВНІ ПОЛОЖЕННЯ І ПОРЯДОК РОЗРАХУНКУ ТА ВИБОРУ ГІДРОПРИВОДА

4.1. Розрахунок гідропривода поступальної дії

Методика розрахунку залежить від виду розв'язуваної задачі:

- гідроциліндр /и/ і маслостанція підлягають розробці;
- гідроциліндр /и/ і маслостанція вибираються як готові вироби за каталогом;

- в розпорядженні є готовий гідроциліндр і потрібна розробка масло-станції для його управління;
- в розпорядженні є готова маслостанція і потрібна розробка чи вибір за каталогом гідроциліндра.

У будь-якому з цих випадків необхідно мати такі вихідні дані, як технологічне зусилля F і потрібна швидкість переміщення робочого органа, а також установити принципову схему гідросистеми й довжину трубопроводів.

4.1.1. Порядок розрахунку для першого випадку

1. Визначаються з величиною номінального тиску p_n , який може створювати насос. При цьому необхідно враховувати ті обставини, що номінальний тиск насосів регламентується... і складає в МПа: 2,5; 6,3; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63 і вище.

2. Складають принципову схему гідросистеми і встановлюють із конструктивних і технологічних міркувань довжину всіх відрізків трубопроводів.

3. Цірямають наближену величину втрат тиску в гідросистемі. Ця практика показує, що вони для гідросистем із середнім ступенем насичення гідроапаратурою та іншими джерелами опору складають 0,10.. 0,15/ p_n .

Тоді робочий тиск в гідроциліндрі буде дорівнювати

$$p_p = (0,85... 0,90) \cdot p_n$$

4. Визначають наближену площу гідроциліндра з урахуванням його коефіцієнта корисної дії η за формулою:

$$S_{пр} = F / (p_p \cdot \eta)$$

5. За формулою /3.30/ шляхом її перетворення визначають витрату рідини Q , яка забезпечить необхідну швидкість переміщення штока /плунжера/ циліндра.

6. За значеннями p_p і Q із довідників чи каталогів підбирають конкретну гідроапаратуру. Її параметри /робочий тиск, витрати, розміри/ регламентуються ГОСТ. При виборі насоса необхідно враховувати витік гідросистеми. Для цього подача насоса має бути дещо більше розрахункової витрати рідини.

7. Із таблиці підрозділу 3.4.2 вибирають відповідно з величиною тиску рекомендовані величини швидкості руху рідини в трубопроводах.

8. Користуючись значенням прийнятої швидкості, за формулою /3.12/ визначають перерізи S трубопроводів, а за ними і внут-

різні діаметри /рекомендації в розділі 3.4/.

9. За значеннями швидкості руху чи витрат рідини, внутрішнього діаметра трубопроводів і кінематичної в'язкості /рекомендації по вибору в'язкостей рідин приведені в підрозділі 3.3.9/ визначають критерій Рейнольдса Re за однією із формул /3.13, 3.14/.

10. За одержаним значенням критерію Re встановлюють вид режиму /ламінарний чи турбулентний/ і в залежності від цього виконують уточнений розрахунок втрат тиску Δp у гідросистемі за формулами, наведеними в підрозділі 3.4.4.

11. За різницею тисків $p_m - \Delta p$ виконують уточнений розрахунок корисної площі поршня /плунжера/. Визначають внутрішній діаметр циліндра і на основі ряду розмірів /підрозділ 3.6.3/ остаточно визначають його величину.

12. За формулою /3.25/ визначають потужність електродвигуна насоса і вибирають двигун за каталогом.

13. Із умов нормального теплообміну і конструктивних міркувань, які залежать від розмірів і способу розміщення гідроапаратури, підбирають місткість і габарити бака /рекомендації наведені в підрозділі 3.7.1/.

14. У випадку тривалої роботи маслостанції за формулою /3.39/ встановлюють необхідність в теплообміннику бака. Якщо така необхідність є, то за формулою /3.40/ роблять його розрахунок.

15. За формулами /3.31 - 3.34/ виконують розрахунки гідроциліндра і трубопроводів на міцність.

4.1.2. Порядок розрахунку для другого випадку

1. За каталогами чи іншою довідковою літературою знайомляться з технічною характеристикою маслостанції. За основні критерії приймають величини робочого тиску p_{pm} і витрати Q_m маслостанції.

2. Беруть за основу робочий тиск маслостанції, який дається в характеристиці з урахуванням гідравлічних втрат, і визначають площу і діаметр циліндра, а за цими величинами уже за допомогою довідкової літератури підбирають конкретний гідроциліндр з необхідною величиною робочого ходу. При цьому величина допустимого тиску для даного циліндра має бути не менше тиску, який розвиває насос.

3. За величинами швидкості гідроциліндра, яка має дорівнювати технологічній швидкості робочого органа і корисної площі його поршня /плунжера/, визначають необхідні витрати рідини, за яким вже остаточно вибирають маслостанцію.

4. При великій довжині ділянок трубопроводів, які з'єднують маслостанцію з гідроциліндром, і наявності гідравлічного опору, а отже і істотних втратах тиску, необхідно розраховувати ці втрати (Δp) і за різницею тисків $p_{рм} - \Delta p$ визначити фактичне зусилля, яке зможе розвивати циліндр. Якщо воно буде більшим від технологічного зусилля, то привод вибрано вірно, якщо ж ні, то необхідно вибирати циліндр більшого діаметра, що не виключає також вибору маслостанції з більшою подачею рідини.

4.1.3. Порядок розрахунку для третього випадку

1. За технічною документацією встановлюють подачу і робочий тиск маслостанції. Якщо вона відсутня, то ці параметри можна орієнтовно визначити за характеристикою насоса чи експериментально.

2. За відомими значеннями робочого тиску маслостанції і технологічного зусилля визначають площу і діаметр гідроциліндра за каталогом чи одержують вихідні дані для його розробки.

3. За установленними параметрами циліндра з умов забезпечення ним необхідного зусилля визначають через витрати і площу циліндра фактичну швидкість переміщення його поршня /плунжера/. Якщо величина цієї швидкості задовольняє вимогам, то вирішення задачі на цьому закінчується. Якщо ж ні, то необхідно вивчити можливість заміни насоса на насос більшої подачі. Природно, що у цьому випадку не виключена заміна електродвигуна. Його потужність визначають за формулою /3.25/. При цьому необхідно враховувати ті обставини, що гідроапаратура /золотники, клапани тощо/ допускає збільшення витрати вище номінального тільки на 15-20%.

4.2. Розрахунок гідропривода обертальної дії

За вихідні дані тут приймають крутний момент на вхідному валі виконавчого органа машини /механізму/ і частоту його обертання. На відміну від гідроциліндрів гідромотори, як правило, не підлягають індивідуальній розробці і виготовленню, а використовуються як стандартні готові вироби. Ця обставина накладає обумовлений відбиток на порядок розрахунку гідропривода обертальної дії.

Спочатку, після складення принципової схеми гідросистеми, приймають величину тиску рідини /величини робочих тисків для гідромоторів регламентуються ГОСТ/. Визначають крутний момент на валі гідромотора і частоту його обертання. За цими параметрами і каталогом вибирають відповідний гідромотор з конкретними значеннями крутного моменту, частоти обертання, робочого тиску і потрібної витрати рідини. Останні два параметри є вихідними даними для вибору чи розро-

бки маслостанції. Розрахунок маслостанції виконується в тому ж порядку що і для привода поступальної дії.

5. ВИПРОБУВАННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ І ГАЗОВИХ ЄМНОСТЕЙ

Труби, гнучкі рукава й гідроциліндри випробуються внутрішнім тиском на міцність і герметичність. Максимальний випробуваний /пробний/ тиск для сталевих труб визначається за формулою:

$$p = 20 \frac{\sigma \cdot \sigma_s}{d \cdot n},$$

де σ - мінімальна товщина стінки, мм;
 σ_s - тимчасовий опір при розтягуванні, МПа;
 d - внутрішній діаметр, мм;
 $n = 5$ - коефіцієнт запасу міцності.

Мідні труби випробуються тиском

$$p = 1100 \cdot \sigma / d.$$

Для випробування використовується вода чи масло. Час витримання під тиском - не менше 10 секунд. Труба вважається випробуваною, якщо на ній не буде виявлено течії, запітніння, витягнення чи тріщин.

Випробування рукавів здійснюється таким чином: один кінець рукава приєднують до джерела тиску, другий закривають заглушкою зі спускним краном. При відкритому крані повільно наповнюють рукав рідиною до повного витіснення з нього повітря, після чого кран закривають і повільно підвищують тиск до випробуваного. Тиск підтримують протягом 10 хвилин, при цьому на рукаві не повино бути розриву, локального роздуття, просочування рідини у вигляді роси.

При випробуванні рукавів на герметичність тиском повітря один кінець рукава має бути закритим пробкою, другий з'єднують з повітряною магістраллю. Всі рукави занурюють у ванну з водою і подають випробуваний тиск. Зін для рукавів з металевим каркасом має дорівнювати $1,25 p_p$. Протягом 10 хвилин на поверхні рукава не повино бути виділення бульбашок повітря чи інших ознак негерметичності. Герметичність рукава також забезпечується, якщо тиск у ньому буде зберігатись протягом 10 хвилин. У цьому випадку рукави з манометром мають бути відсічені від повітряної мережі. Герметичність окремих місць рукава перевіряється шляхом змочування їх зовні мильною водою.

Випробуваний тиск для арматури і сполучених елементів трубопроводів приймають $1,5 p_p$, для гідроциліндрів - $1,25 p_p$.

На деякі ємкості гідравлічних і пневматичних приводів /ресивери, акумулятори, балони та інші/ можуть пошириватись "правила будови і безпечної експлуатації посудин, які перебувають під тиском". Ці "правила..." стосуються ємкостей, місткість яких перевищує 25 літрів, а добуток місткості /в літрах/ і тиску /в кілопаскалях/ перевищує $2 \cdot 10^4$. Реєстрації в органах держгіртехнагляду підлягають посудини, в яких добуток місткості /в літрах/ і тиску /в кілопаскалях/ перевищує $1 \cdot 10^6$.

У багатьох випадках при випробуванні на міцність газових ємкостей перевагу надають гідравлічному випробуванню, яке більш безпечне, ніж газове. Це пояснюється тим, що газ має високий ступінь стисливості і при руйнуванні ємкості виникає ефект вибуху. Випробування на герметичність здійснюються газами. При цьому необхідно приймати всі застережні заходи.

6. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ ПРИВОДІВ

6.1. Визначення потужності електродвигуна скіпової лебідки

Режим роботи скіпового підйомника визначається графіком швидкості лебідки і скіпа /рис.6.1,а/. З початком пускового періоду порожній скіп, який перебуває на розвантажувальній ділянці, рухається під дією власної ваги в бік опускання. Прискорення розмовного з барабана каната в цей період (t_1) не може перевищувати прискорення скіпа, щоб уникнути ослаблення каната ($a_1 = 0,3 - 0,5 \text{ м/с}^2$). Для досягнення максимальної сталої швидкості V_M величину прискорення каната a_2 в другий період часу t_2 прийматиме $a_2 = 0,6 - 1,5 \text{ м/с}^2$. В період часу t_3 скіп рухається зі сталою швидкістю V_M на похилій ділянці мосту. В період часу t_4 навантажений скіп, який підходить до розвантажувальних кривих, одержує перше гальмування ($a_4 = 0,6 - 1,5 \text{ м/с}^2$). В період часу t_5 скіп рівномірно рухається по розвантажувальним кривим, а в період t_6 рух скіпа сповільнюється до повної зупинки ($a_6 \approx 0,3 - 0,5 \text{ м/с}^2$).

Двигуни скіпової лебідки постійного струму і працюють в повторно-короткочасному режимі, тому розрахунок потужності виконують за еквівалентним навантаженням з подальшою перевіркою двигуна на переобтяження. Величини зусиль натягу в канатах у точках їх кріплення до скіпа і барабана змінюються внаслідок зміни довжини канатів. При розрахунку необхідно визначити статичні і динамічні зусилля в канатах, які діють на окружності барабана при різних положен-

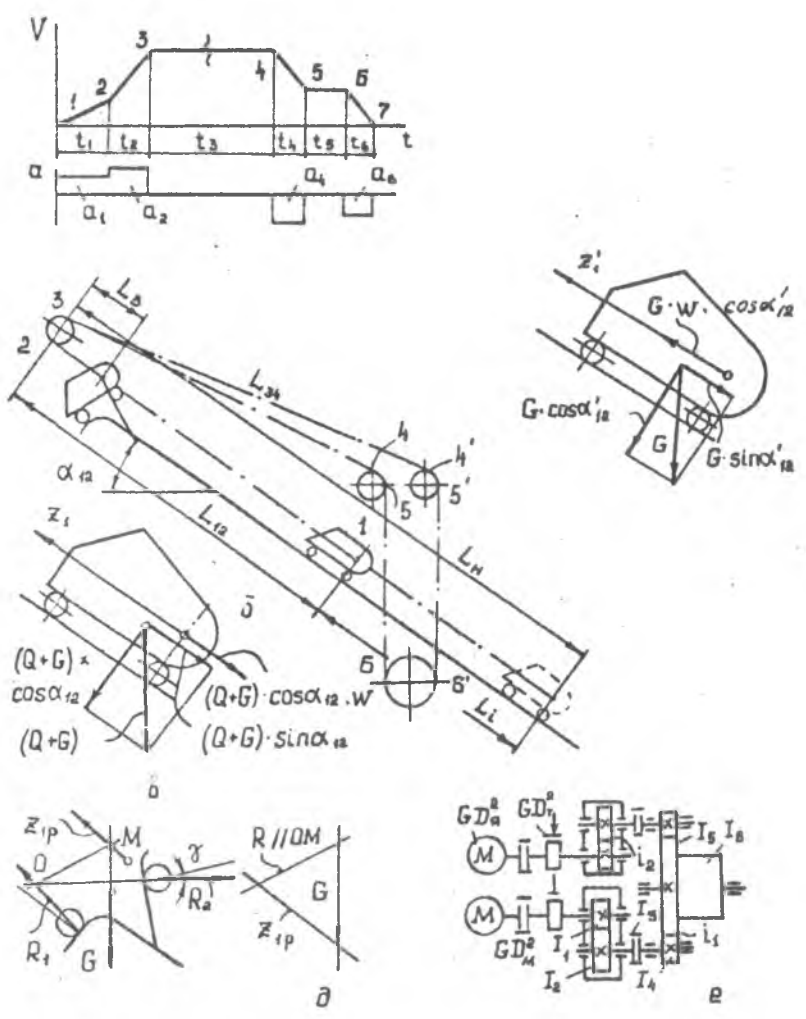


Рис.6.І. Розрахункова схема скіпового підйомника

нях скіпа на мосту. Тому, що швидкісна діаграма складатиметься з семи ділянок, необхідно визначити зусилля для семи полотень скіпа, які відповідають граничним точкам діаграми. З перших п'яти полотень при підйомі і в п'яти останніх при опусканні скіп перебуває на прямолінійній ділянці мосту. З двох останніх положень при підйомі і двох перших при опусканні скіп знаходиться на розвантажувальних кривих.

Перед визначенням навантажень, які діють на канатно-блочну систему скіпів, виконують розрахунок графіка швидкості. У цьому випадку необхідно встановити величини швидкостей і тривалість кожного періоду часу t_i . Для можливості вирішення цієї задачі задаються не тільки величинами прискорень a_1, a_2, a_4, a_6 , які мають місце в періоди часу t_1, t_2, t_4, t_6 , але і величинами максимальної сталої швидкості в період часу t_3 /приймають $v_M = 3,0 - 4,0$ м/с/, сталої швидкості руху скіпа по розвантажувальних кривих в період часу t_5 /приймають $v_P = 0,6 - 1,0$ м/с/, довжинами канатів l_k і l_p , які навиваються на барабан відповідно в період часу t_k /приймають $l_k = 1,0 - 2,0$ м/ і при русі скіпа по розвантажувальних кривих в періоди часу t_5, t_6 /приймають $l_p = 6,0 - 9,0$ м/. Причому, щоб визначити час кожного періоду, необхідно паралельно визначити і довжину l_2, l_3, l_4, l_5, l_6 канатів які навиваються на барабан в ті ж періоди часу t_2, t_3, t_4, t_5, t_6 тому, що вони зв'язані між собою /довжина каната виражає собою шлях, який проходить скіп/.

Щорядок розрахунку такий /вказано цифрами/:

- 1) $t_1 = \sqrt{2l_1/a_1}$; 2) $v_1 = a_1 \cdot t_1$; 3) $t_2 = (v_M - v_1)/a_2$;
- 4) $l_2 = (v_M - v_1) \cdot t_2/2$; 5) $t_6 = v_P/a_6$; 6) $l_6 = v_P \cdot t_6/2$;
- 7) $t_5 = l_p/v_P$; 8) $t_5 = l_5/v_P$; 9) $t_4 = (v_M - v_P)/a_4$;
- 10) $l_4 = (v_M + v_P) \cdot t_4/2$; 11) $l_3 = L_M - L_B - (l_1 + l_2 + l_4 + l_5 + l_6)$;
- 12) $t_3 = l_3/v_M$

Повний час руху скіпа

$$T = t_1 + t_2 + t_3 + t_4 + t_5 + t_6$$

Розрахункова схема підйомника показана на рис.6.І.б. Розрахунок статичних зусиль натягу в канатах ведемо, рухаючись за кон-

гуром канатної системи. Розглянемо положення навантаженого скіпа в періоди часу t_1, t_2, t_3, t_4 . Зусилля натягу в точці кріплення каната до скіпа /умовно замінюємо упряжний пристрій канатом/ /рис.6.І,в/ буде

$$Z_1 = (Q + G) \cdot \sin \alpha_{12} + w(Q + G) \cos \alpha_{12} = (Q + G)(\sin \alpha_{12} + w \cos \alpha_{12}),$$

де Q, G - вага шхти і скіпа; w - коефіцієнт опору /тяги/. Зусилля натягу в точці 2

$$Z_2 = Z_1 + 2q(L_H - L_i) \cdot \sin \alpha_{12},$$

де q - погонна вага каната; L_i - довжина навитого на барабан чи змотаного з нього каната в даний момент і для відповідної точки /І - ?/.

Величину L_i можна виразити через довжину намотуваного на барабан каната L_i за відповідний період часу / $t_1, t_2 \dots$ /, тобто

$$L_i = L_{i-1} + l_i$$

Зусилля в точці 3

$$Z_3 = Z_2 + Z_2 \cdot C = Z_2(1 + C),$$

де $C = \psi + 2\beta_k \mu_k (d_w / D_w) \cdot \sin \varphi / 2$ - коефіцієнт, який враховує опір руху канатів в шківках; β_k - додатковий коефіцієнт, який враховує тертя канатів об жолобки шківів; D_w, d_w - середній діаметр /по канавках/ і діаметр цапфи шківа, м; φ - кут обхвату канатом шківа, град.; μ_k - коефіцієнт тертя кс зання; $\psi = 10 \cdot d_k^2 / (D_w - 0,1)$ - коефіцієнт жорсткості каната; d_k - діаметр каната, м.

Зусилля натягу відповідно в точках 4, 5, 6

$$Z_4 = Z_3 - 2qL_{34} \cdot \sin \alpha_{34}; Z_5 = Z_4(1 + C); Z_6 = Z_5 - 2qL_{56} \cdot \sin \alpha_{56}$$

Якщо підставимо один вираз в інший і позначимо через A сталу частину рівняння, а також прийнемо $\alpha_{12} = \alpha_{34} = \alpha$, $\alpha_{56} = 90^\circ$, то одержимо остаточно

$$Z_6 = F_i = A_i - 2qL_i \cdot \sin \alpha (1 + C)^2,$$

де $A = (Q + G)(\sin \alpha + w \cos \alpha)(1 + C)^2 + 2qL_H \cdot \sin \alpha \cdot (1 + C) - 2q \cdot L_{34} \cdot \sin \alpha (1 + C) - 2qL_{56}$

Статичні зусилля натягу в канатах при опусканні порожнього скіпа визначаються аналогічно /рис.6.І,г/

$$Z'_1 = G(\sin \alpha'_{12} - w \cos \alpha'_{12}); Z'_2 = Z'_1 + 2q(L_B + L_i) \cdot \sin \alpha'_{12};$$

$$z_3' = z_2'(1-C); z_4' = z_3' - 2qL_{34} \cdot \sin \alpha_{34}' ; z_5' = z_4'(1-C);$$

$$z_6' = z_5' - 2qL_{56} \sin \alpha_{56}'$$

Остаточно одержимо $z_6' = F_i' = A' + 2qL_i \cdot \sin \alpha (1-C)^2$

Тут $A' = G(\sin \alpha - w \cos \alpha)(1-\gamma)^2 + 2qL_B \sin \alpha (1-C)^2 - 2qL_{34} \cdot \sin \alpha (1-C) - 2qL_{56}$

Зусилля натягу в точці І каната для випадку, коли скіп знаходиться на розвантажувальних кривих, визначають методом графічної побудови /рис.б.І,д/. При цьому з точок дотику колес скіпів з рейками проводять напрями повних реакцій /з боку рейок/ з урахуванням опору переміщенню. Ї зв'язку з цим нормалі повертають в протилежний бік руху на кут γ ($tq \gamma = w \beta$). Якщо точку 0 перетину реакцій R_1 і R_2 з'єднаємо з точкою перетину ліній дії сил G і Z_{ip} , то знайдемо напрями рівнодіючої R реакцій R_1, R_2 . Після цього будуть трикутник сил і одержують числове значення Z_{ip} . На практиці приймають $Z_{ip} = 0,66 G$.

Тоді зусилля натягу в точці б для вітки навантаженого скіпа, який знаходиться на розвантажувальних кривих, буде

$$z_{6p} = F_{pi} = A_p - 2qL_i \cdot \sin \alpha (1+C)^2,$$

де $A_p = 0,66 G (1+C)^2 + 2qL_B \sin \alpha (1+C)^2 - 2qL_{34} \times \sin \alpha (1+C) - 2qL_{56}$

Для вітки порожнього скіпа

$$z_{6p}' = F_{pi}' = A_p' + 2qL_i \sin \alpha (1-C)^2,$$

де $A_p' = 0,66 G (1-C)^2 + 2qL_B \sin \alpha (1-C)^2 - 2qL_{34} \times \sin \alpha (1-C) - 2qL_{56}$

Окружні зусилля на барабані за одержаними зусиллями натягу визначаються для кожної з семи точок діаграми швидкості

$$F_{ci} = F_i - F_i'$$

За значеннями цих сил будуть графік. Потім визначають попередню потужність двигуна, тому що для наступного розрахунку динамічних навантажень будуть потрібні дані про маховий момент якоря приводних двигунів. Розрахунок ведуть за окружним зусиллям $F_{c,cp}$ для середнього положення скіпів на похилій ділянці мосту. Якщо врахува-

ти ті обставини, що розрахунок потужності двигунів ведуть для шихтової подачі, яка складається з декількох скіпів різних матеріалів, то необхідно визначати розрахункове зусилля

$$F_{\text{роз}} = \frac{Z_p \cdot F_c(p)_{cp} + Z_a \cdot F_c(a)_{cp} + Z_k \cdot F_c(k)_{cp} + Z_c \cdot F_c(c)_{cp}}{Z_p + Z_a + Z_k + Z_c},$$

де Z_p, Z_a, Z_k, Z_c - кількість скіпів відповідно з рудою, агломератом, коксом, скрапом за одну подачу.

$$\text{Тоді потужність одного двигуна } N_{\text{ном}} = F_{\text{роз}} \cdot V_M / (2 \cdot 1000 \eta),$$

де η - ККД привода.

Динамічні навантаження також приводимо до окружності барабана

$$F_{\text{дi}} = m \cdot a_i,$$

де $m = m_1 + m_2$ - приведені до окружності барабана всі рухомі маси підйомника; m_1, m_2 - відповідно маса поступальних і обертових частин; a_i - прискорення на окружності барабана у відповідний період часу.

Оскільки поступальні маси /скіпи, вантаж, канати/ мають швидкість руху, яка дорівнює окружній швидкості барабана, то

$$m_1 = (2G + Q + 4G_k) / g,$$

де G_k - вага одного каната.

Приведення обертових мас m_2 здійснюється через їх моменти інерції. Із рівняння $I = m \rho^2 = m_2 \cdot R_{\delta}^2$ можна одержати формули для приведення мас до окружності барабана з радіусом R_{δ} і діаметром D_{δ} .

$$m_2 = 4I / D_{\delta}^2 \quad \text{або} \quad m_2 = GD^2 / (g \cdot D_{\delta}^2), \quad \text{а з урахуванням}$$

того, що приведення ведеться від швидкохідного вала до тихохідного, остаточно одержимо $m_2 = 4I \cdot i^2 / D_{\delta}^2$ і $m_2 = GD^2 \cdot i^2 / (g D_{\delta}^2)$

Користуючись цими виразами, приведемо обертові маси до окружності барабана у відповідності з розрахунковою схемою /рис.6.1, е/

$$m_2 = \frac{(2GD_8^2 + 2GD_M^2 + 2GD_7^2)(i_1 \cdot i_2)^2}{g D_{\delta}^2} + \frac{4(2I_1)(i_1 \cdot i_2)^2}{D_{\delta}^2} +$$

$$+ \frac{4(2I_2 + 2I_3 + 2I_4) i_2^2}{D_{\delta}^2} + \frac{4(I_5 + I_6 + 8I_7)}{D_{\delta}^2},$$

де i_1, i_2 - передаточні числа редуктора і відкритої передачі. За одержаними значеннями F_{ci} і F_{di} будують діаграму

навантаження з наступним визначенням еквівалентного навантаження. Аналогічні розрахунки ведуться для різних матеріалів /наприклад, руди, агломерату, коксу, скрапу/, а після цього визначають еквівалентне навантаження за подачу, яка складається зі скіпів з рудою, агломератом і скрапом,

$$F_e = \sqrt{\frac{z_p \cdot F_{ep}^2 \cdot T + z_a \cdot F_{ea}^2 \cdot T + z_k \cdot F_{ek}^2 \cdot T + z_c \cdot F_{ec}^2 \cdot T}{(z_p + z_a + z_k + z_c) \cdot T + 0,5(z_p \cdot t_p + z_a \cdot t_a + z_k \cdot t_k + z_c \cdot t_c)}}$$

де T - час підйому скіпа; t_p, t_a, t_k, t_c - відповідно час завантаження скіпа рудою, агломератом, коксом, скрапом; $F_{ep}, F_{ea}, F_{ek}, F_{ec}$ - відповідно еквівалентні навантаження при транспортуванні руди, агломерату, коксу, скрапу; 0,5 - коефіцієнт, який враховує умови охолодження двигуна в період пауз.

При застосуванні двигуна зі стандартною тривалістю включення $ДВ$, яка відрізняється від фактичної $ДВ\phi$, необхідно виконати перерахування потужності за формулою /2.13/.

Щевіряють двигун на переобтяження за формулою /2.2/.

Потужність N_{max} визначається за максимальним значенням діаграми навантаження.

6.1.1. Вихідні дані:

$$\begin{aligned} Q_{rp} &= 225 \text{ кН}; & Q_k &= 45 \text{ кН}; & G &= 100 \text{ кН}; & q &= 51 \text{ Н/м}; \\ \alpha &= 54^\circ; & \mu &= 0,015; & k &= 0,0008 \text{ м}; & d &= 0,11 \text{ м}; \\ D &= 0,5 \text{ м}; & \beta &= 3; & d_k &= 0,039 \text{ м}; & d_{ш} &= 0,2 \text{ м}; \\ D_{ш} &= 2 \text{ м}; & \beta_k &= 3; & \mu_k &= 0,025; & \varphi &= 176^\circ; & D_б &= 2 \text{ м}; \\ L_H &= 85 \text{ м}; & L_8 &= 7 \text{ м}; & L_{34} &= 42 \text{ м}; & L_{23} &= 3 \text{ м}; & L_{45} &= 1,4 \text{ м}; \\ L_{56} &= 15 \text{ м}; & L_k &= L_H + L_{23} + L_{34} + L_{45} + L_{56} + 2\pi \cdot D & & & & & &= 159 \text{ м}; \\ G_k &= 8,109 \text{ кН}; & \text{кількість канатів} &= 4; & v_H &= 3,5 \text{ м/с}; & v_p &= & &= 1,0 \text{ м/с}; \\ \alpha_1 &= 0,3 \text{ м/с}^2; & \alpha_2 &= 0,6 \text{ м/с}^2; & \alpha_4 & \pm \alpha_6 &= -0,6 \text{ м/с}^2; \\ t_p &= 7 \text{ м}; & l_1 &= 1 \text{ м}; & i &= 18,6; & i_1 &= 7,1; & i_2 &= 2,62; \\ GD_M^2 &= 67,1 \text{ Н} \cdot \text{м}^2; & GD_T^2 &= 153,98 \text{ Н} \cdot \text{м}^2; & I_1 &= 4,905 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ I_2 &= 413 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; & I_3 &= 12,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; & I_4 &= 11,77 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ I_5 &= 4044,66 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; & I_6 &= 6706,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; & I_{ш} &= 559,17 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ \eta &= 0,9; & \text{подача } 1/2 \text{ скіпа руди} &+ 2 \text{ скіпа коксу, тобто} & z_p &= 2, \\ z_k &= 2; & t_p &= 7 \text{ с}; & t_k &= 10 \text{ с}. \end{aligned}$$

6.1.2. Розрахунок графіка швидкості

$$\begin{aligned} t_1 &= \sqrt{2 \cdot 1 / 0,3} = 2,58 \text{ с}; & v_1 &= 0,3 \cdot 2,58 = 0,774 \text{ м/с}; & t_2 &= (3,5 - \\ & - 0,774) / 0,6 = 4,54 \text{ с}; & t_2 &= (3,5 + 0,774) \cdot 4,54 / 2 = 9,7 \text{ м}; & t_6 &= \\ & = 1,0 / 0,6 = 1,67 \text{ с}; & l_6 &= 1 \cdot 1,67 / 2 = 0,83 \text{ м}; & l_5 &= 7,0 - 0,83 = 6,17 \text{ м}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 t_5 &= 6,17/1 = 6,17\text{с}; & t_4 &= (3,5 - 1) / 0,6 = 4,17\text{с}; & l_4 &= (3,5 + 1) \cdot \\
 & 4,17/2 = 9,33\text{м}; & l_3 &= 8,5 - 7 - (1 + 9,7 + 9,38 + 6,17 + 0,83) = 50,92\text{м}; \\
 t_3 &= 50,92/3,5 = 14,55\text{с}; \\
 T &= 2,58 + 4,54 + 14,55 + 4,17 + 6,17 + 1,67 = 33,68\text{с} \approx 34\text{с} \\
 &/\text{рис.6.1/}.
 \end{aligned}$$

6.1.3. визначення зміни довжини канатів

$$\begin{aligned}
 L_1 &= 0 / \text{точка 1/}; & L_2 &= 0 + 1 = 1\text{м} / \text{точка 2/}; & L_3 &= 1,0 + 9,7 = \\
 &= 10,7 / \text{точка 3/}; & L_4 &= 10,7 + 50,92 = 61,62 / \text{точка 4/}; & L_5 &= \\
 &= 61,62 + 9,38 = 71\text{ м} / \text{точка 5/}; & L_6 &= 71 + 6,17 = 77,17\text{ м} / \text{точка 6/}; \\
 L_7 &= 77,17 + 0,83 = 78\text{ м} / \text{точка 7/} / \text{рис.6.2/}.
 \end{aligned}$$

6.1.4. визначення статичних зусиль натягу в канатах визначаємо коефіцієнти:

$$w = \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 0,0008}{0,5} \cdot 3 = 0,2, \quad / \text{формула 1.21/}$$

$$c = \frac{10 \cdot 0,039^2}{2 - 0,1} = 2 \cdot 3 \cdot 0,025 \cdot \frac{0,2}{2} \cdot \sin \frac{176^\circ}{2} = 0,023,$$

а також сталі величини A , A' , A_p , A_p' :

для руди

$$\begin{aligned}
 A(p) &= (225000 + 100000) \cdot (0,809 + 0,02 \cdot 0,588) \cdot (1 + 0,023)^2 + \\
 &+ 2 \cdot 51 \cdot 85 \cdot 0,0809 \cdot (1 + 0,023)^2 - 2 \cdot 51 \cdot 42 \cdot 0,809 \cdot (1 + 0,023) - 2 \times \\
 &\times 51 \cdot 15 = 231020\text{ Н},
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A'(p) &= 100000 (0,809 - 0,02 \cdot 0,588) \cdot (1 - 0,023)^2 + 2 \cdot 51 \cdot 7 \cdot 0,809 \times \\
 &\times (1 - 0,023)^2 - 2 \cdot 51 \cdot 15 = 71692\text{ Н},
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_p(p) &= 0,66 \cdot 100000 \cdot (1 + 0,023)^2 + 2 \cdot 51 \cdot 85 \cdot 0,809 \cdot (1 + 0,023)^2 - \\
 &- 2 \cdot 51 \cdot 42 \cdot 0,809 \cdot (1 + 0,023) - 2 \cdot 51 \cdot 15 = 71297\text{ Н},
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_p'(p) &= 0,66 \cdot 100000 \cdot (1 - 0,023)^2 + 2 \cdot 51 \cdot 7 \cdot 0,809 \cdot (1 - 0,023)^2 - \\
 &- 2 \cdot 51 \cdot 42 \cdot 0,809 \cdot (1 - 0,023) - 2 \cdot 51 \cdot 15 = 58599\text{ Н},
 \end{aligned}$$

для коксу

$$\begin{aligned}
 A(k) &= (45000 + 10000) \cdot (0,809 + 0,02 \cdot 0,588) \cdot (1 + 0,023)^2 + 2 \cdot 51 \cdot 85 \times \\
 &\times 0,809 \cdot (1 + 0,023)^2 - 2 \cdot 51 \cdot 42 \cdot 0,809 \cdot (1 + 0,023) - 2 \cdot 51 \cdot 15 = \\
 &= 126758\text{ Н}.
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A'(k) &= A'(p) = 71692\text{ Н}, & A_p(k) &= A_p(p) = 71297\text{ Н}, & A_p'(k) &= A_p'(p) = \\
 &= 58599\text{ Н}.
 \end{aligned}$$

Тоді зусилля натягу у вітці навантаженого скіпа /точки 1...5
діаграми швидкості відповідають положенню скіпа на похилій ділян-

ці мосту, а точки 6,7 – на розвантажувальних кривих/:

для руди

$$F_{(p)1} = 281020 - 2 \cdot 51 \cdot L_i \cdot 0,809 \cdot (1 + 0,023)^2 = 281020 - 86,3 L_i =$$

$$= 281020 - 86,3 \cdot 0 = 281020 \text{ Н,}$$

$$F_{(p)2} = 281020 - 86,3 \cdot 1 = 280934 \text{ Н,}$$

$$F_{(p)3} = 281020 - 86,3 \cdot 10,7 = 280097 \text{ Н,}$$

$$F_{(p)3}' = 281020 - 86,3 \cdot 39 = 277654 \text{ Н /середнє положення скіпа/,}$$

$$F_{(p)4} = 281020 - 86,3 \cdot 61,62 = 275702 \text{ Н,}$$

$$F_{(p)5} = 281020 - 86,3 \cdot 71 = 274893 \text{ Н,}$$

$$F_{(p)6} = 71297 - 86,3 \cdot 77,17 = 64637 \text{ Н,}$$

$$F_{(p)7} = 71297 - 86,3 \cdot 78 = 64566 \text{ Н,}$$

для коксу /визначаємо аналогічно/

$$F_{(k)1} = 12675 - 86,3 \cdot 0 = 12675 \text{ Н, } F_{(k)2} = 12675 - 86,3 \cdot 1 = 12587 \text{ Н,}$$

$$F_{(k)3} = 125835 \text{ Н, } F_{(k)3}' = 123392 \text{ Н, } F_{(k)4} = 121440 \text{ Н, } F_{(k)5} = 120631 \text{ Н,}$$

$$F_{(k)6} = F_{(p)6} = 64637 \text{ Н, } F_{(k)7} = F_{(p)7} = 64566 \text{ Н.}$$

Зусилля натягу у вітці порожнього скіпа /точки 1,2 діаграми швидкості відповідають положенню скіпа на розвантажувальних кривих, точки 3...7 – на похилій ділянці мосту/:

для руди

$$F'_{(p)1} = 58599 + 2 \cdot 51 \cdot L_i \cdot 0,809 \cdot (1 - 0,023)^2 + 78,7 L_i =$$

$$= 58599 + 78,7 \cdot 0 = 58599 \text{ Н,}$$

$$F'_{(p)2} = 58599 + 78,7 \cdot 1 = 58678 \text{ Н,}$$

$$F'_{(p)3} = 71692 + 78,7 \cdot 10,7 = 72534 \text{ Н,}$$

$$F'_{(p)3}' = 71692 + 78,7 \cdot 39 = 74761 \text{ Н /середнє положення скіпа/,}$$

$$F'_{(p)4} = 71692 + 78,7 \cdot 61,62 = 76541 \text{ Н,}$$

$$F'_{(p)5} = 71692 + 78,7 \cdot 71 = 77279 \text{ Н,}$$

$$F'_{(p)6} = 71692 + 78,7 \cdot 77,17 = 77765 \text{ Н,}$$

$$F'_{(p)7} = 71692 + 78,7 \cdot 78 = 77830 \text{ Н,}$$

для коксу одержуємо ті ж значення

$$F'_{(k)1} = 58599 \text{ Н, } F'_{(k)2} = 58678 \text{ Н, } F'_{(k)3} = 72534 \text{ Н, } F'_{(k)3}' = 74761 \text{ Н,}$$

$$F'_{(k)4} = 76541 \text{ Н, } F'_{(k)5} = 77279 \text{ Н, } F'_{(k)6} = 77765 \text{ Н, } F'_{(k)7} = 77830 \text{ Н,}$$

Статичні окружні зусилля на барабані:

для руди

$$F_{(p)1} = F_{(p)1} - F'_{(p)1} = 281020 - 58599 = 222421 \text{ Н,}$$

$$F_{(p)2} = F_{(p)2} - F'_{(p)2} = 280934 - 58678 = 222256 \text{ Н,}$$

$$F_{(p)3} = F_{(p)3} - F'_{(p)3} = 280096 - 72534 = 207562 \text{ Н,}$$

$$F_{(p)3}' = F_{(p)3}' - F'_{(p)3}' = 277654 - 74761 = 202893 \text{ Н,}$$

$$F_{(p)4} = F_{(p)4} - F'_{(p)4} = 275702 - 76541 = 199161 \text{ Н,}$$

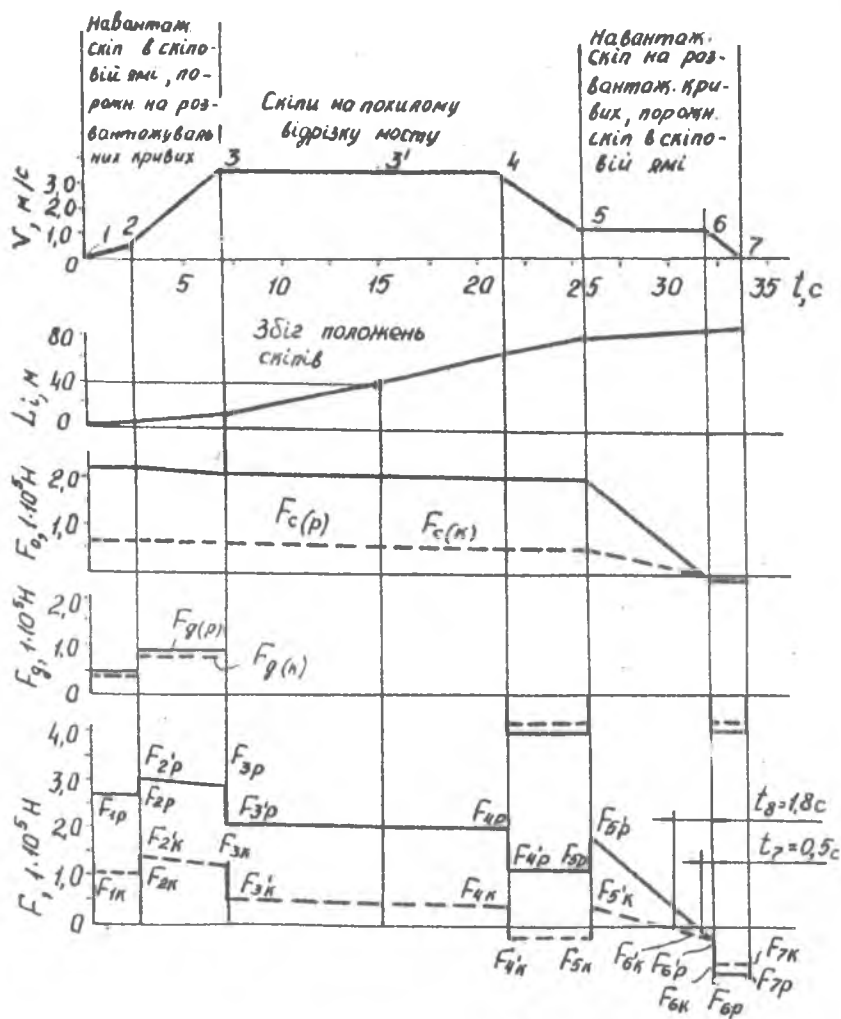


Рис.6.2. Графіки до чисельного прикладу обчислення потужності двигуна лебідки

- - для руди
- - - - - для коксу

$$\begin{aligned}
 F_c(p)5 &= F(p)5 - F'(p)5 = 274893 - 77279 = 196614 \text{ Н,} \\
 F_c(p)6 &= F(p)6 - F'(p)6 = 64637 - 77765 = -13128 \text{ Н,} \\
 F_c(p)7 &= F(p)7 - F'(p)7 = 64566 - 77830 = -13264 \text{ Н,}
 \end{aligned}$$

для коксу

$$\begin{aligned}
 F_c(k)1 &= F(k)1 - F'(k)1 = 126758 - 58599 = 68159 \text{ Н,} \\
 F_c(k)2 &= F(k)2 - F'(k)2 = 126672 - 58378 = 67994 \text{ Н,} \\
 F_c(k)3 &= F(k)3 - F'(k)3 = 126835 - 72634 = 53301 \text{ Н,} \\
 F_c(k)3' &= F(k)3' - F'(k)3' = 125392 - 74761 = 48631 \text{ Н,} \\
 F_c(k)4 &= F(k)4 - F'(k)4 = 121440 - 76541 = 44899 \text{ Н,} \\
 F_c(k)5 &= F(k)5 - F'(k)5 = 120631 - 77279 = 43352 \text{ Н,} \\
 F_c(k)6 &= F(k)6 - F'(k)6 = 64637 - 77765 = -13128 \text{ Н,} \\
 F_c(k)7 &= F(k)7 - F'(k)7 = 64566 - 77830 = -13264 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

За одержаними даними побудовано графіки $F_c(p) = f_1(t)$,
 $F_c(k) = f_2(t)$ /рис.б.2/.

б.І.5. Визначення наближеного значення потужності двигуна

Середнє окружне зусилля /за значеннями $F_c(p)3'$ і $F_c(k)3'$ /

$$F_{c.c.p} = \frac{Z_p \cdot F_c(p)3' + Z_k \cdot F_c(k)3'}{Z_p + Z_k} = \frac{2 \cdot 48631 + 2 \cdot 48631}{2+2} = 125762 \text{ Н.}$$

Тоді потужність одного двигуна

$$N_{\text{ноб}} = \frac{125762 \cdot 3,5}{2 \cdot 1000 \cdot 0,9} = 244,5 \text{ кВт}$$

За каталогом вибираємо двигун постійного струму ДП⁷⁴/34-6 з параметрами: $N = 260 \text{ кВт}$ при $D3 = 100\%$, $n_{\text{min}} = 500 \text{ хв}^{-1}$, $n_{\text{max}} = 700 \text{ хв}^{-1}$, $GD^2_{\text{я}} = 1422,45 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$, $[\lambda] = 3$.

б.І.6. Визначення динамічних окружних зусиль

Приведена до окружності барабана маса поступально рухомих частин:

$$\text{для руди } m(p)1 = \frac{2 \cdot 100000 + 225000 + 4 \cdot 8109}{9,81} = 46629 \text{ кг,}$$

$$\text{для коксу } m(k)1 = \frac{2 \cdot 100000 + 45000 + 4 \cdot 8109}{9,81} = 28281 \text{ кг.}$$

Приведена маса обертових частин /рис.6.І,е/

$$\begin{aligned}
 m(p)2 &= \frac{2 \cdot 1422,45 \cdot 18,6^2}{9,81 \cdot 2^2} + \frac{2 \cdot 67,1 + 2 \cdot 153,98 \cdot 18,6^2}{9,81 \cdot 2^2} + \\
 &+ \frac{4 \cdot 4,905 \cdot 18,6^2}{2^2} + \frac{4 \cdot 2 \cdot 413 + 2 \cdot 12,6 + 2 \cdot 11,77 \cdot 7,1^2}{2^2} +
 \end{aligned}$$

$$+ \frac{4 \cdot 4041,66 + 6 \cdot 706,1 + 8 \cdot 559,17}{2^2} = 25082,1 + 3898,3 + 3392,9 +$$

$$+ 44095,6 + 15224 = 91694 \text{ кг}, \quad m_{(к)2} = m_{(р)2}$$

Загальна приведена до окружності барабана маса:

$$\text{для руди} \quad m_{(р)} = m_{(р)1} + m_{(р)2} = 46629 + 91694 = 138323 \text{ кг},$$

$$\text{для коксу} \quad m_{(к)} = m_{(к)1} + m_{(к)2} = 28281 + 91694 = 119975 \text{ кг}.$$

Динамічні окружні зусилля:

для руди:

$$F_{\partial(р)1} = m_{(р)} \cdot a_1 = 138323 \cdot 0,3 = 41497 \text{ Н},$$

$$F_{\partial(р)2} = m_{(р)} \cdot a_2 = 138323 \cdot 0,6 = 82994 \text{ Н},$$

$$F_{\partial(р)4} = m_{(р)} \cdot (-a_4) = 138323 \cdot -0,6 = -82994 \text{ Н},$$

$$F_{\partial(р)6} = m_{(р)} \cdot (-a_6) = 138323 \cdot -0,6 = -82994 \text{ Н},$$

для коксу

$$F_{\partial(к)1} = m_{(к)} \cdot a_1 = 119975 \cdot 0,3 = 35993 \text{ Н}, \quad F_{\partial(к)2} = 71985 \text{ Н},$$

$$F_{\partial(к)4} = -71985 \text{ Н}, \quad F_{\partial(к)6} = -71985 \text{ Н}.$$

За результатами розрахунків будемо графіки $F_{\partial(р)} = f_3(t)$ і

$$F_{\partial(к)} = f_4(t) \text{ /рис. 6.2/}.$$

6.1.7. Визначення сумарних окружних зусиль

Сумарні окружні з_силля:

для руди

$$F_{1р} = F_{с(р)1} + F_{\partial(р)1} = 222421 + 41497 = 263918 \text{ Н},$$

$$F_{2р} = F_{с(р)2} + F_{\partial(р)1} = 222256 + 41497 = 263753 \text{ Н},$$

$$F_{2'р} = F_{с(р)2} + F_{\partial(р)2} = 222256 + 82994 = 305250 \text{ Н},$$

$$F_{3р} = F_{с(р)3} + F_{\partial(р)2} = 207562 + 82994 = 290556 \text{ Н},$$

$$F_{3'р} = F_{с(р)3} + 0 = 207562 + 0 = 207562 \text{ Н},$$

$$F_{4р} = F_{с(р)4} + 0 = 199161 + 0 = 199161 \text{ Н},$$

$$F_{4'р} = F_{с(р)4} + F_{\partial(р)4} = 199161 - 82994 = 116167 \text{ Н},$$

$$F_{5р} = F_{с(р)5} + F_{\partial(р)4} = 197614 - 82994 = 114620 \text{ Н},$$

$$F_{5'р} = F_{с(р)5} + 0 = 197614 - 0 = 197614 \text{ Н},$$

$$F_{6р} = F_{с(р)6} + F_{\partial(р)6} = -13128 - 82994 = -96122 \text{ Н},$$

$$F_{6'р} = F_{с(р)6} + 0 = -13128 - 0 = -13128 \text{ Н},$$

$$F_{7р} = F_{с(р)7} + F_{\partial(р)6} = -13264 - 82994 = -96258 \text{ Н},$$

для коксу

$$F_{1к} = F_{с(к)1} + F_{\partial(к)1} = 68159 + 35993 = 104152 \text{ Н},$$

$$F_{2к} = F_{с(к)2} + F_{\partial(к)1} = 67994 + 35993 = 103987 \text{ Н},$$

$$F_{2'к} = F_{с(к)2} + F_{\partial(к)2} = 67994 + 71985 = 139979 \text{ Н},$$

$$F_{3к} = F_{с(к)3} + F_{\partial(к)2} = 53301 + 71985 = 125286 \text{ Н},$$

$$\begin{aligned}
 F_{3'k} &= F_c(k)3 + 0 = 53301 + 0 = 53301 \text{ Н.} \\
 F_{4k} &= F_c(k)4 + 0 = 44899 + 0 = 44899 \text{ Н.} \\
 F_{4'k} &= F_c(k)4 + F_d(k)4 = 44899 - 71985 = -27086 \text{ Н.} \\
 F_{5k} &= F_c(k)5 + F_d(k)4 = 43352 - 71985 = -28633 \text{ Н.} \\
 F_{5'k} &= F_c(k)5 + 0 = 43352 - 0 = 43352 \text{ Н.} \\
 F_{6k} &= F_c(k)6 + F_d(k)6 = -13128 - 71985 = -85113 \text{ Н.} \\
 F_{6'k} &= F_c(k)6 + 0 = -13128 - 0 = -13128 \text{ Н.} \\
 F_{7k} &= F_c(k)7 + F_d(k)6 = -13254 - 71985 = -85239 \text{ Н.}
 \end{aligned}$$

За одержаними даними будемо графіки $F_p = f_s(t)$, $F_k = f_c(t)$
/рис.6.2/.

6.1.8. Визначення еквівалентних окружних зусиль

Еквівалентні окружні зусилля:

для руди

$$\begin{aligned}
 F_{ep} &= \sqrt{\frac{F_{1p}^2 + F_{1p}F_{2p} + F_{2p}^2}{3} \cdot t_1 + \frac{F_{2p}^2 + F_{2p}F_{3p} + F_{3p}^2}{3} \cdot t_2 + \frac{F_{3p}^2 + F_{3p}F_{4p} + F_{4p}^2}{3} \cdot t_3 +} \\
 &\quad + \frac{F_{4p}^2 + F_{4p}F_{5p} + F_{5p}^2}{3} \cdot t_4 + \frac{F_{5p}^2}{3} (t_5 - t_1) + \frac{F_{6p}^2}{3} \cdot t_1 + \frac{F_{6p}^2 + F_{6p}F_{7p} + F_{7p}^2}{3} \cdot t_6 \\
 &\quad t_3 + t_5 + 0,75 (t_1 + t_2 + t_4 + t_6) \\
 &= \sqrt{\frac{263918^2 + 263918 \cdot 263753 + 263753^2}{3} \cdot 2,5 +} \\
 &\quad \frac{305250^2 + 305250 \cdot 290556 + 290556^2}{3} \cdot 4,54 + \frac{297562^2 + 297562 \cdot 199161 + 199161^2}{3} \\
 &\quad \times 14,55 + \frac{116167^2 + 116167 \cdot 114620 + 114620^2}{3} \cdot 4,17 + \frac{197614^2}{3} \times \\
 &\quad \times (6,17 - 0,5) + \frac{(-13128)^2}{3} \cdot 0,5 + \frac{(-96122)^2 + (-96122)(-96258) + (-96258)^2}{3} \times \\
 &\quad \times 1,67 \\
 &= 14,55 + 6,17 + 0,75(2,58 + 4,54 + 4,17 + 1,67)
 \end{aligned}$$

$$= \sqrt{\frac{1323640500000}{30,44}} = 208527 \text{ Н.}$$

для коксу за аналогією одержимо

$$F_{e.k} = \sqrt{\frac{1608257600000}{30,44}} = 72687 \text{ Н.}$$

Еквівалентне зусилля за подачу /два скіпи з рудою і два скіпи з коксом/

$$F_e = \sqrt{\frac{2 \cdot 208527^2 \cdot 34 + 2 \cdot 72687^2 \cdot 34}{(2+2) \cdot 34 + 0,57(7 \cdot 2 + 10 \cdot 2)}} = 147221 \text{ Н.}$$

6.1.9. Еквівалентна потужність двигуна

$$N_e = \frac{147221 \cdot 3,5}{2 \cdot 1000 \cdot 0,9} = 286 \text{ кВт}$$

визначаємо фактичну тривалість включення

$$\begin{aligned} \Delta B_{\varphi} &= \frac{T(Z_p + Z_k)}{T(Z_p + Z_k) + (Z_p \cdot t_p + Z_k \cdot t_k)} \cdot 100\% = \\ &= \frac{34(2+2)}{34(2+2) + (2 \cdot 7 + 2 \cdot 10)} \cdot 100\% = 80\% \end{aligned}$$

Тоді необхідна потужність двигуна

$$N = 286 \sqrt{80/100} = 286 \cdot 0,894 = 256 \text{ кВт}$$

Остаточно приймаємо $N = 260 \text{ кВт}$ /ДЦ 74/34-6/.

6.1.10. Перевірка двигуна на переобтяження /за рудою/ Максимальна необхідна потужність буде

$$N_{max} = \frac{F_{2p} \cdot V_M}{2 \cdot 1000 \cdot \eta} = \frac{305250 \cdot 3,5}{2 \cdot 1000 \cdot 0,9} = 593 \text{ кВт}$$

Тоді $\lambda = \frac{593}{260} = 2,28$, що допустимо.

6.2. Розрахунок гідравлічного механізму нахилу електропечі

Основою правильного розрахунку механізму нахилу печі є точне визначення центра ваги всієї печі. Якщо відомі координати центра ваги /рис.6.3/ відносно умовної осі обертання для початкового положення печі, то радіус-вектор буде

$$r = \sqrt{b^2 + e^2}$$

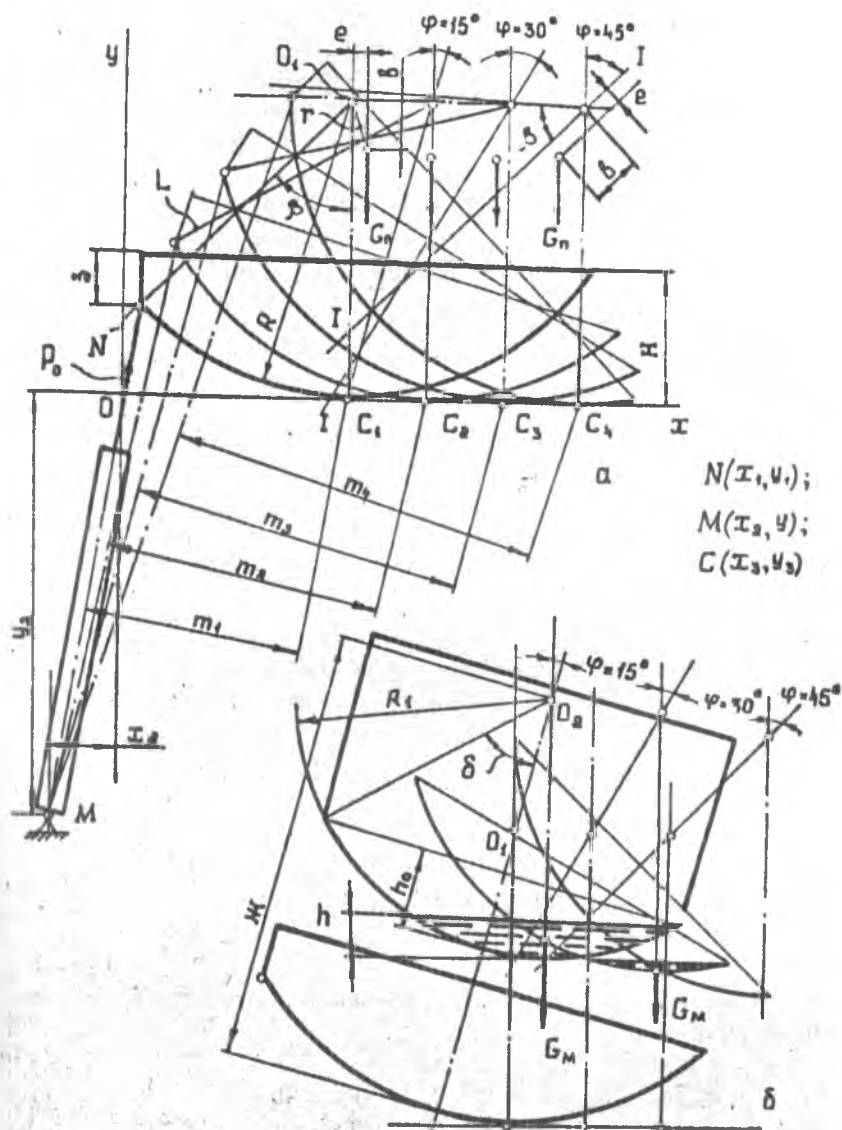


Рис. 6.3. Розрахункова схема механізму нахилу печі

Кут нахилу радіуса-вектора до осі печі I-I для початкового положення печі

$$\alpha = \arcsin(e/r)$$

Кут нахилу радіуса-вектора при нахилі печі на кут φ буде $\alpha \pm \varphi$. Знаки "+" або "-" залежать від напрямку обертання печі і приймають: "+" при нахилі від початкового положення в бік робочого вікна; "-" - при нахилі від початкового положення в бік зливного носика.

Перекидний момент від ваги печі G_n буде

$$M_n = G_n \cdot \alpha = G_n \cdot r \cdot \sin(\varphi \pm \alpha)$$

Момент сили тертя кочення в опорних сегментах

$$M_k = (G_n + G_m) \cdot k,$$

де G_m - вага металу;

$k = 2,16/4 \sqrt{2R(G_n + G_m)/(E \cdot l)}$ - коефіцієнт тертя кочення; R - радіус сегментів; E - модуль пружності; l - сумарна довжина твірної двох опорних сегментів.

Максимальний перекидний момент буває частіше при нахилі печі на кут $40-45^\circ$, коли практично весь метал вже злито. При цьому момент від ваги металу зменшується до нуля і тоді повний перекидний момент буде

$$M_0 = M_n + M_k$$

Для визначення зусилля, яке діє на рейки, необхідно знайти плече m цієї сили. Воно знаходиться як відрізок перпендикуляра, опущеного з точки C /миттєвого центра обертання/ на вісь рейок:

$$m = (Ax_3 + By_3 + C) / \sqrt{A^2 + B^2},$$

де

$$A = (y_2 - y_1) / (x_2 - x_1); B = -1; C = y_1 - Ax_1$$

Координату x_3 /точка C / визначають як довжину кола, яку відкладають на прямій при коченні /рис.6.3,а/:

$$x_3 = R(\beta + \varphi), y_3 = 0$$

Координати точки N для будь-якого положення печі визначають за формулами:

$$x_1 = R(\beta + \varphi) - L \cdot \sin(\beta + \varphi); y_1 = R - L \cdot \cos(\beta + \varphi)$$

Координати точки $M(x_2, y_2)$ при нахилі печі залишаються практично сталими і визначаються за допомогою креслення.

Таким чином, за обчисленими координатами x_1, y_1 і x_3

визначають величину M для розглядуваних положень печі, а потім визначають і зусилля в рейках чи штоках циліндрів.

$$P_0 = M_0/m$$

Для прикладу розглянемо механізм нахилу з гідравлічним приводом дугової електропечі місткістю 100т.

Вихідні дані: $G_n = 3200$ кН, $G_1 = 1000$ кН, $\gamma = 70$ кН/м³ /питома вага металу/, $R = 3,05$ м, $R_1 = 2,08$ м, $L = 3,05$ м; $z = 0,5$ м; $ж = 4,44$ м; $H_1 = 1,4$ м; $e = 0,15$ м; $\beta = 0,5$ м; $\sigma = 46^\circ 40'$; $l = 0,64$ м; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $v = 1,007 \cdot 10^{-2}$ м/с /швидкість штоків/.

Розрахунок проводимо для декількох положень печі /рис.6.3,а/: 0° , -7° /при нахилі печі в бік робочого вікна на кут -7° для виведення шлаку/; -7° , 0° /при поверненні печі в вихідне положення після виведення шлаку/; 15° , 30° , 45° /при нахилі печі в бік зливного носика на кут 45° при зливні металу/; 45° , 30° , 15° , 0° /при поверненні порожньої печі у вихідне положення/. Обчислення моментів зручно проводити в порядку вищенаведених положень печі.

1. Момент від ваги печі

При обчисленні моментів для положень 0° , -7° при нахилі печі в бік робочого вікна і -7° , 0° при поверненні печі у вихідне положення користуються формулою:

$$M_n = \pm G_n \cdot r \cdot \sin(\alpha + \varphi)$$

Знак "+" приймають при нахилі печі в бік робочого вікна, а знак "-" при поверненні її у вихідне положення.

Моменти при нахилі печі в бік зливного носика $10^\circ - 45^\circ$ обчислюють за формулою

$$M_n = G_n \cdot r \cdot \sin(\varphi - \alpha)$$

а при поверненні порожньої печі у вихідне положення $45^\circ - 0^\circ$ - за формулою

$$M_n = -G_n \cdot r \cdot \sin(\alpha - \varphi)$$

Перед обчисленням моментів визначаємо радіус-вектор

$$r = \sqrt{0,15^2 + 0,5^2} = \sqrt{0,2725} = 0,522 \text{ м}$$

і кут його нахилу до вертикалі

$$\alpha = \arcsin(0,15/0,522) = 0,2873, \quad \alpha = 16^\circ 42'$$

Моменти для положень 0° , -7°

$$M'_{n_0} = 3200 \cdot 0,522 \cdot \sin(16^\circ 42' + 0^\circ) = 479,9 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M'_{n_7} = 3200 \cdot 0,522 \cdot \sin(16^\circ 42' + 7^\circ) = 671,33 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

для положень $-7^\circ, 0^\circ$

$$M'_{n_7} = -671,33 \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad M'_{n_0} = -479,9 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

для положень $15^\circ - 45^\circ$

$$M'_{n_{15}} = 3200 \cdot 0,522 \cdot \sin(15^\circ - 16^\circ 42') = -49,56 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M'_{n_{30}} = 3200 \cdot 0,522 \cdot \sin(30^\circ - 16^\circ 42') = 384,27 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M'_{n_{45}} = 791,92 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

для положень $45^\circ - 0^\circ$

$$M'_{n_{45}} = -3200 \cdot 0,522 \cdot \sin(16^\circ 42' - 45^\circ) = -791,92 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M'_{n_{30}} = -384,27 \text{ кН}\cdot\text{м}; \quad M'_{n_{15}} = -49,56 \text{ кН}\cdot\text{м}; \quad M'_{n_0} = 477,9 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

За одержаними даними будемо графік $M_n = f_1(\varphi)$ /рис.6.4,а/

2. Моменти від ваги металу

Ці моменти визначають за формулою

$$M_M = \pm G_M n \sin \varphi,$$

де $n = R - R$ - відстань між центрами O_1 і O_2 , а $n \cdot \sin \varphi$ - плече сили тяжіння металу.

Знак "+" приймають тільки при поверненні печі із положення -7° після виведення шлаку. З інших випадках приймають знак "-" через те, що метал спричиняє до самоперекидання.

Перед тим як визначити вагу металу G_M , визначають для розглянутих положень печі $10^\circ, -7^\circ, 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$ висоту металу h за формулою

$$h = R \cdot [1 - \cos(\theta - \varphi)],$$

$$h_0 = 2,68 [1 - \cos(46^\circ 40' - 0^\circ)] = 2,68 [1 - 0,6862] = 0,84 \text{ м},$$

$$h_7 = h_0, \quad h_{15} = 0,399 \text{ м}, \quad h_{30} = 0,112 \text{ м}, \quad h_{45} = 0.$$

Вагу металу визначають за формулою:

$$G_M = \pi R_1^2 \cdot h^2 [1 - h/3R_1] \cdot \gamma,$$

$$G_{M_0} = 3,14 \cdot 2,68^2 \cdot 0,84^2 [1 - \frac{0,84}{3 \cdot 2,68}] \cdot 70 \approx 1000 \text{ кН},$$

$$G_{M_{15}} = 258,83 \text{ кН}, \quad G_{M_{30}} = 19,52 \text{ кН}, \quad G_{M_{45}} = 0, \quad G_{M_7} = G_{M_0}.$$

Тоді моменти від ваги металу будуть

$$M_{M_0} = 0, \quad M_{M_7} = -1000 (4,44 - 3,05) \cdot \sin 7^\circ = -169,44 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M'_{M_7} = 169,44 \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad M_{M_{15}} = -85,91 \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad M_{M_{30}} = -13,57 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M_{п45} = 0.$$

За одержаними даними будуємо графік $M_M = f_2(\varphi)$ /рис.б.4,а/.

3. Моменти від сил тертя кочення в опорних сегментах

Визначаємо коефіцієнти k для розглядуваних положень печі

$$k_0 = k'_0 = k_{07} = k'_{07} = \frac{2,16}{4} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 3,05(3200+1000)}{2 \cdot 10000 \cdot 0,64}} =$$

$$= 0,00745, \quad k_{15} = 0,067 \text{ м}, \quad k_{30} = 0,00625 \text{ м}, \quad k_{45} = k'_{45} =$$

$$= k'_{30} = k'_{15} = k''_0 = 0,0065 \text{ м / тобто для порожньої печі } k_{п} =$$

$$= 0,0065 \text{ м/}.$$

Тоді

$$M_{k_0} = M_{k_7} = M'_{k_7} = M'_{k_0} = (3200+1000) \cdot 0,00745 = 31,29 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M_{k_{15}} = (3200+238,83) \cdot 0,0067 = 23,04 \text{ кН}\cdot\text{м}, \quad M_{k_{30}} = 20,29 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M_{k_{45}} = M'_{k_{45}} = M'_{k_{30}} = M'_{k_{15}} = M''_{k_0} = 3200 \cdot 0,0065 = 20,8 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

За одержаними даними будуємо графік $M_k = f_3(\varphi)$ /рис.б.4,а/.

4. Загальні перекидні моменти

$$M_{0_0} = M_{п_0} + M_{k_0} = 479,9 + 31,29 = 511,19 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M_{0_7} = M_{п_7} + M_{k_7} - M_{M_7} = 671,33 + 31,29 - 169,14 = 533,18 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$M'_{0_7} = -M_{п_7} + M'_{k_7} + M'_{M_7} = -671,33 + 31,29 + 169,44 = -470,6 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M''_{0_0} = -M_{п_0} + M''_{k_0} = -479,9 + 31,29 = -448,61 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M_{0_{15}} = -M_{п_{15}} - M_{M_{15}} + M_{k_{15}} = -49,56 - 85,91 + 23,04 = -112,43 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M_{0_{30}} = M_{п_{30}} - M_{M_{30}} + M_{k_{30}} = 384,27 - 13,57 + 20,9 = 391,63 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M_{0_{45}} = M_{п_{45}} + M_{k_{45}} = 791,92 + 20,8 = 812,72 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M'_{0_{45}} = -M'_{п_{45}} + M'_{k_{45}} = -791,92 + 20,8 = -771,12 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M'_{0_{30}} = -M'_{п_{30}} + M'_{k_{30}} = -384,27 + 20,8 = -363,47 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M'_{0_{15}} = M'_{п_{15}} + M'_{k_{15}} = 49,56 + 20,8 = 70,36 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

$$M''_{0_0} = M_{п_0} + M''_{k_0} = 479,9 + 20,8 = 500,7 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

За одержаними даними будуємо графік $M_0 = f_4(\varphi)$ /рис.б.4,а/.

5. Зусилля в штоках гідроциліндрів

визначаємо плечі m_i ; сил P_{0i} . Проте спочатку обчислюємо для кожного випадку необхідні величини: x_1 , y_1 , x_3 , A , C' , а із креслень знаходимо значення кута $\beta = 40^\circ$ /або $\beta = 0,767$ рад/ і координати $x_2 = -0,64$ м і $y_2 = -4,3$ м.

При $\varphi = 0^\circ$

$$x_1 = 3,05(0,767 + 0) - 3,05 \cdot \sin(44^\circ + 0^\circ) = 0,22 \text{ м},$$

$$y_1 = 3,05 - 3,05 \cdot \cos(44^\circ + 0^\circ) = 0,856 \text{ м},$$

$$x_2 = -0,64 \text{ м}, \quad y_2 = -4,3 \text{ м},$$

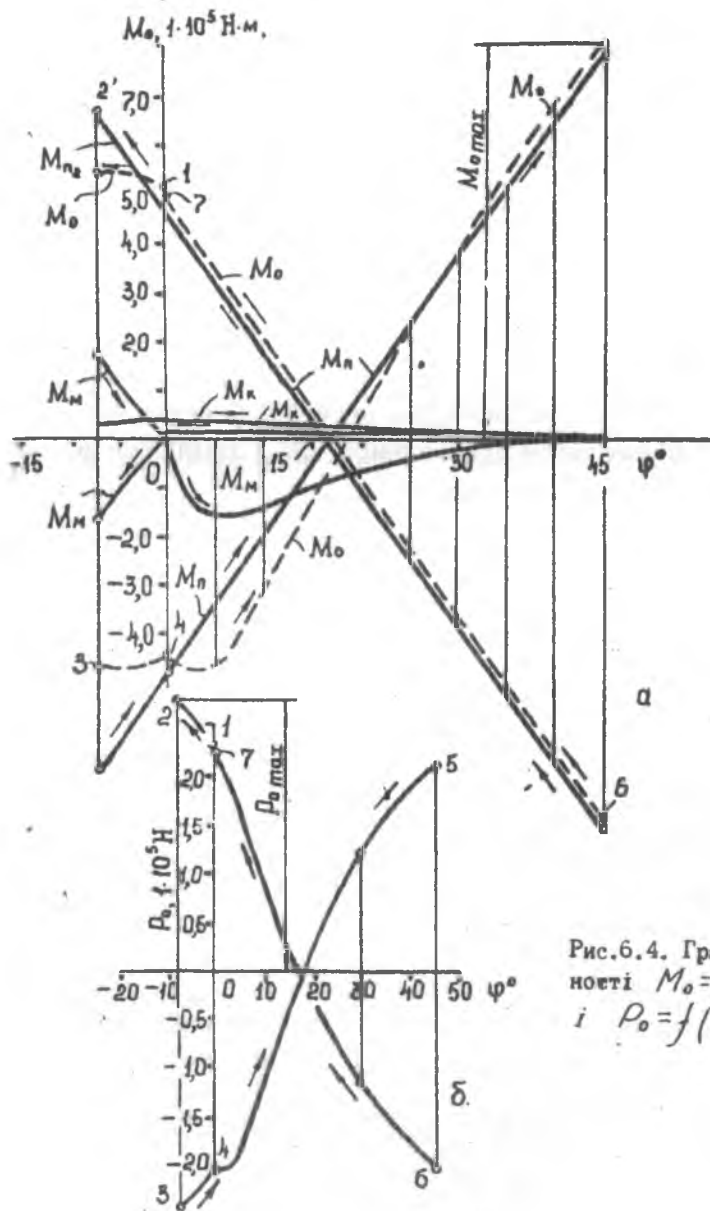


Рис.6.4. Графіки залежності $M_0 = f(\varphi)$ (а) і $P_0 = f(\varphi)$ (б)

$$A = \frac{-4,3 - 0,856}{-0,64 - 0,22} = 5,995, \quad C' = 0,856 - 5,995 \cdot 0,22 = -0,4629,$$

$$m_1 = \frac{0,995 \cdot 2,34 - (-1 \cdot 0) - 0,4629}{\sqrt{5,995^2 + (-1)^2}}$$

при $\varphi = 15^\circ$

$$\begin{aligned} x_1 &= 0,524 \text{ м}, & y_1 &= 1,479 \text{ м}, & x_2 &= -0,64 \text{ м}, & y_2 &= 4,3 \text{ м}, \\ x_3 &= 3,139 \text{ м}, & y_3 &= 0, & A &= 4,965, & C' &= -1,223, \\ m_2 &= 2,855 \text{ м}, \end{aligned}$$

при $\varphi = 30^\circ$

$$\begin{aligned} x_1 &= 1,005 \text{ м}, & y_1 &= 2,209 \text{ м}, & x_2 &= -0,64 \text{ м}, & y_2 &= -4,3 \text{ м}, \\ x_3 &= 3,937 \text{ м}, & y_3 &= 0, & A &= 3,957, & C' &= -1,768, & m_3 &= \\ & & & & & & & & &= 3,384 \text{ м}, \end{aligned}$$

при $\varphi = 45^\circ$

$\varphi = 45^\circ$

$$\begin{aligned} x_1 &= 1,686 \text{ м}, & y_1 &= 2,997 \text{ м}, & x_2 &= -0,64 \text{ м}, & y_2 &= -4,3 \text{ м}, \\ x_3 &= 4,735 \text{ м}, & y_3 &= 0, & A &= 3,137, & C' &= -2,292, & m_4 &= \\ & & & & & & & & &= 3,815 \text{ м}. \end{aligned}$$

Визначаємо також плече m'_i при нахилі печі в бік робочого вікна на кут γ° . У цьому випадку координати x_i і y_i визначають за формулами

$$x_i = R(\beta - \varphi) - L \sin(\beta - \varphi), \quad y_i = R - L \cos(\beta - \varphi)$$

Після обчислень одержуємо

$$\begin{aligned} x_1 &= 0,1315 \text{ м}, & y_1 &= 0,614 \text{ м}, & x_2 &= -0,64 \text{ м}, & y_2 &= -4,3 \text{ м}, \\ x_3 &= 1,967 \text{ м}, & y_3 &= 0, & A &= 6,37, & C' &= -0,224, & m'_i &= \\ & & & & & & & & &= 1,908 \text{ м}. \end{aligned}$$

Тоді зусилля P_0 для відповідних положень печі будуть:

$$P_{00} = \frac{501,19}{2,23} = 229,23 \text{ кН}, \quad P_{07} = \frac{533,18}{1,908} = 279,44 \text{ кН},$$

$$P'_{07} = -\frac{470,6}{1,908} = -246,64 \text{ кН}, \quad P'_{00} = -\frac{448,61}{2,23} = -201,17 \text{ кН},$$

$$P_{015} = -\frac{112,43}{2,855} = -39,38 \text{ кН}, \quad P_{030} = \frac{391,63}{3,384} = 115,73 \text{ кН},$$

$$P_{045} = \frac{812,72}{3,815} = 213,03 \text{ кН}, \quad P'_{045} = -\frac{777,12}{3,815} = -202,13 \text{ кН},$$

$$P_{030}' = -\frac{363,47}{3,384} = -113,55 \text{ кН}, \quad P_{015}' = \frac{70,36}{2,855} = 24,64 \text{ кН}$$

$$P_{00}'' = \frac{500,7}{2,23} = 224,53 \text{ кН}$$

За одержаними даними будуюмо графік $P_0 = f_s(\varphi)$ /рис.6.4.6/
Із графіків бачимо, що максимальне зусилля має місце при
нахилі печі на кут 7° в бік робочого вікна при виведенні шлаку,
тобто $P_{07} = 279,44 \text{ кН}$.

Визначаємо розрахункове зусилля

$$P_{0p} = P_{07} \cdot K_1 \cdot K_2,$$

де $K_1 = 1,2$ - коефіцієнт, який враховує перерозподіл навантаження між циліндрами /циліндр з боку підводу струму є більш навантаженим/; K_2 - коефіцієнт запасу зусилля.

$$P_{0p} = 279,44 \cdot 1,2 \cdot 1,1 \approx 369 \text{ кН або } P_{0p} = 369 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

Тут необхідно враховувати ті обставини, що масло під тиском надходить у штовкові порожнини циліндрів /два циліндра/. Тому штовкова площа одного гідроциліндра для даного випадку буде основою при наступному визначенні діаметра циліндра D .

З одного боку $S_{ш} = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4}$ або $S_{ш} = \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi (0,5D)^2}{4} =$
 $= 5,887 \cdot 10^{-1}$, а з іншого - $S_{ш} = P_{0p} / (2 \cdot p_p \cdot \eta_{ц})$,
де $p_p = 5,5 \text{ МПа} / 5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2/$ - робочий тиск /відповідно до рекомендацій підрозділу 4.II/; $\eta_{ц}$ - ККД циліндра.

Тоді

$$D = \sqrt{\frac{P_{0p}}{2 \cdot 5,887 \cdot 10^{-1} \cdot p_p \cdot \eta_{ц}}} = \sqrt{\frac{369 \cdot 10^3}{2 \cdot 5,887 \cdot 10^{-1} \cdot 5,5 \cdot 10^6 \cdot 0,85}} =$$

$$= 2,58 \cdot 10^{-1} \text{ м}$$

Відповідно до рекомендацій підрозділу 3.63 остаточно приймаємо $D = 250 \text{ мм} / D = 2,5 \cdot 10^{-1} \text{ м}/$.

Потрібну подачу насоса визначаємо за значенням поршневої порожнини циліндрів, яка буде

$$S_{п} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 2,5 \cdot 10^{-1}{}^2}{4} = 4,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$$

Тоді

$$Q_H = 2 \cdot S_{п} \cdot V = 2 \cdot 4,9 \cdot 10^{-2} \cdot 1,667 \cdot 10^{-2} = 1,634 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$$

За значеннями p_p і Q_H вибираємо пластинчатий насос ГТЗ-25 АМ з такими параметрами /рис.6.5/: $p_H = 6,3 \text{ МПа}$, $Q_H =$

$= 1,667 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с} / Q_H = 100 \text{ л/хв/}$, а вже за ними - потрібну апаратуру:

- фільтр Ф7 /витрати $3,33 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, втрати тиску $0,2 \text{ МПа}$, умовний прохід $D_y = 32 \text{ мм/}$;

- зворотний клапан /20-32/ /витрати $2,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, умовний прохід $D_y = 32 \text{ мм/}$;

- розподільник Р202 /витрати $2,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, умовний прохід $D_y = 20 \text{ мм/}$;

- дросель ІП 55-35 /витрати $2,67 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, умовний прохід $D_y = 32 \text{ мм}$, втрати тиску $0,2 \text{ МПа/}$.

Перерізи трубопроводів у лініях вибираємо за величиною $Q = 1,667 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Причому відповідно до таблиці цідрозділу 3.4.2 приймаємо швидкість руху рідини в трубопроводах $ВД_1$ і $БД_2$ як

для зливних магістралей і це робимо тому, що ці трубопроводи бувають поперемінно то нагнітальними, то зливними. З даному випадку приймаємо $V_{сл} = 2 \text{ м/с}$. Тоді переріз цих трубопроводів буде

$$S_T = Q/V_{сл} = 1,667 \cdot 10^{-3} / 2 = 8,335 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2, \text{ а діаметр}$$

$$d_T = \sqrt{4 \cdot S_T / \pi} = 4 \cdot 8,335 \cdot 10^{-4} / 3,14 = 3,258 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Остаточно приймаємо $d_T = 32 \text{ мм}$. За цієї величини вибираємо труби 40 x 4 ІОСТ 8734-75.

Через те, що дросельний клапан встановлено в зливній магістралі $БД$, він визначає величини витрат в обох порожнинах циліндрів.

Для нашого випадку приймаємо величину витрати на дроселі $Q = 1,667 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$. Тоді витрата в лінії $СД$ буде $Q = 1,667 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$, а в лінії $ВА$ -

$$Q_{ВА} = Q_{СД} \cdot \frac{S_{ш}}{S_{п}} = 1,667 \cdot 10^{-3} \frac{3,68 \cdot 10^{-2}}{4,9 \cdot 10^{-2}} = 1,25 \times 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}.$$

За формулою /3.13/ визначаємо число Рейнольдса для різних ділянок трубопроводів:

ділянка $ВА$

$$Re = \frac{1,25 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 3,2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 1659,$$

$Re < R_{кр}$ /режим ламінарний/;

ділянка $АД_1$

$$Re = \frac{1,25 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,785 \cdot 3,2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 830,$$

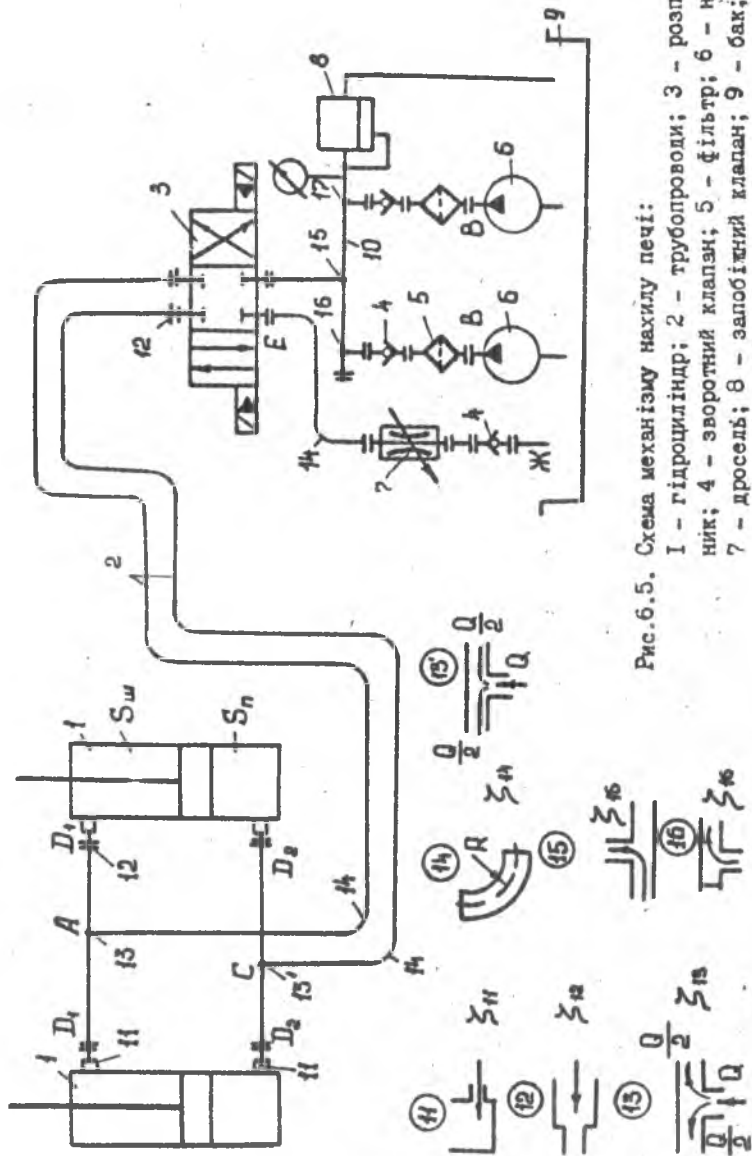


Рис.6.5. Схема механізму нахилу печі:

I - гідроциліндр; 2 - трубопроводи; 3 - розподільник; 4 - зворотний клапан; 5 - фільтр; 6 - насос; 7 - дросель; 8 - залобіжний клапан; 9 - бак; 10 - колектор; 11 - 16 - місцеві опори.

$Re < R_{кр}$ /режим ламінарний/;

ділянка CD_2

$$Re = \frac{1,667 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,785 \cdot 3,2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-3}} = 1106,$$

$Re < R_{кр}$ /режим ламінарний/;

ділянки CE і EA

$$Re = \frac{1,667 \cdot 10^{-3}}{0,785 \cdot 3,2 \cdot 10^{-2} \cdot 3 \cdot 10^{-3}} = 2212,$$

$Re \approx R_{кр}$ /режим на межі переходу приймасмо за турбулентний/.

Перед визначенням втрат тиску в трубопроводах спочатку визначаємо коефіцієнти λ для ламінарного за формулою /3.17/ і турбулентного за формулою /3.18/ режимів:

ділянка BA $\lambda = 75/1659 = 4,52 \cdot 10^{-2}$;

ділянка AD_1 $\lambda = 75/830 = 9,036 \cdot 10^{-2}$;

ділянка CD_2 $\lambda = 75/1106 = 6,781 \cdot 10^{-2}$;

ділянка CE і EA $\lambda = 1/100 \cdot 2212^{-0,25} = 4,61 \cdot 10^{-2}$.

За формулою /3.16/ визначаємо втрати тиску в трубопроводах:

ділянка BA / $l = 12m$ /

$$\Delta p = 4,52 \cdot 10^{-2} \frac{8 (1,25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900 \cdot 12}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^5} = 18441 \text{ Па};$$

ділянка AD_1 / $l = 3m$ /

$$\Delta p = 9,036 \cdot 10^{-2} \frac{8 (6,25 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 900 \cdot 3}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^5} = 2305 \text{ Па};$$

ділянка CD_2 / $l = 3m$ /

$$\Delta p = 6,781 \cdot 10^{-2} \frac{8 (8,335 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 900 \cdot 3}{3,14^2 (3,2 \cdot 10^{-2})^5} = 3076 \text{ Па};$$

ділянка CEA / $l = 10m$ /

$$\Delta p = 4,61 \cdot 10^{-2} \frac{8 (1,667 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900 \cdot 10}{3,14^2 (3,2 \cdot 10^{-2})^5} = 27884 \text{ Па}.$$

Тоді втрати тиску в трубопроводах:

в нагнітальній магістралі

$$\Delta p_{тн} = 18441 + 2305 = 20746 \text{ Па};$$

в озивній магістралі

$$\Delta p_{r3} = 27834 + 3076 = 30910 \text{ Па.}$$

Зіповідно до гідросхеми /рис.6.5/ і рекомендацій підрозділу 3.4.4 встановлюємо величини коефіцієнтів опору ζ :

$$\zeta_3 = 2,0; \quad \zeta_4 = 2,5; \quad \zeta_{11a} = 2; \quad \zeta_{11r} = 1; \quad \zeta_{12} = 0,12; \quad \zeta_{13} = 1,25; \quad \zeta_{13}' = 1,75; \quad \zeta_{14} = 0,2; \quad \zeta_{15} = 1,4; \quad \zeta_{16} = 1,4.$$

Зизначаємо втрати тиску в місцевих опорах /при цьому для спрощення обчислення задачі діаметра умовних проходів штуцерів І 2 приймаємо такіж ж, як діаметри тру 'опроводів/;

ділянка ДА

$$\begin{aligned} \Delta p_M &= \frac{8 Q_{BA}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} (\zeta_4 + 5\zeta_{12} + \zeta_{13} + 6\zeta_{14} + \zeta_{15} + \zeta_{16}) + \Delta p_5 + \\ &+ \frac{8 Q_{BA}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} \cdot \zeta = \frac{8(1,25 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^5} (2,5 + 5 \cdot 0,12 + \\ &+ 1,25 + 6 \cdot 0,2 + 1,4 + 1,4) + 2 \cdot 10^5 + \frac{8 \cdot 1,25 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot 2,5 = \\ &= 226864 \text{ Н,} \end{aligned}$$

де d_p - діаметр каналів розподільника;

ділянка Д₁Д₁

$$\begin{aligned} \Delta p_M &= 2 \frac{8 \cdot Q_{D_1 D_1}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} (\zeta_{11} + \zeta_{12}) = 2 \cdot \frac{8(6,25 \cdot 10^{-5})^2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^4} \times \\ &\times 2 + 0,12 = 1153 \text{ Н;} \end{aligned}$$

ділянка Д₂Д₂

$$\begin{aligned} \Delta p_M &= 2 \frac{8 \cdot Q_{D_2 D_2}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} (\zeta_{11} + \zeta_{12}) = 2 \frac{8(8,335 \cdot 10^{-4})^2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^4} \times \\ &\times 2 + 0,12 = 2050 \text{ Н;} \end{aligned}$$

ділянка СЖ

$$\begin{aligned} \Delta p_M &= \frac{8 Q_{СЖ}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} (\zeta_4 + 6\zeta_{12} + \zeta_{13}' + 8\zeta_{14}) + \frac{8 Q_{СЖ}^2 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} \cdot \zeta_3 + \Delta p_7 = \\ &= \frac{8(1,667 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot (3,2 \cdot 10^{-2})^4} (2,5 + 6 \cdot 0,12 + 1,75 + 8 \cdot 0,2) + \\ &+ \frac{8 \cdot (1,667 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 900}{3,14^2 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^4} \cdot 2,5 + 2 \cdot 10^5 = 244441 \text{ Па} \end{aligned}$$

Тоді втрати тиску в місцевих опорах:

у нагнітальній магістралі

$$\Delta p_{MN} = 226864 + 1153 = 228017 \text{ Па};$$

у зливній магістралі

$$\Delta p_{M3} = 244441 + 2050 = 246491 \text{ Па.}$$

Загальні втрати тиску в гідросистемі

$$\Delta p = \Delta p_{TH} + \Delta p_{MN} + \Delta p_{TC} + \Delta p_{M3} = 20746 + 228017 + 30960 + 246491 = 526214 \text{ Па.}$$

З урахуванням підтримання підпору на зливні шляхом підтиснення пружини зворотного клапана /для підтримання системи в заповненому стані/ приймаємо $\Delta p = 0,6 \text{ МПа}$.

Тоді робочий тиск з урахуванням втрат тиску

$$p_p = 6,3 - 0,6 = 5,7 \text{ МПа}$$

Одержана величина p_p мало відрізняється від прийнятого значення / $p_p = 5,5 \text{ МПа}$ /. Тому уточнений розрахунок виконувати не потрібно.

Мощність двигуна насоса обчислюємо за номінальними параметрами насоса /3.25/

$$N = \frac{6,3 \cdot 10^6 \cdot 1,667 \cdot 10^{-3}}{1000 \cdot 0,7} = 15 \text{ кВт}$$

Об'єм бака з урахуванням трихвилинної подачі насоса

$$V_{\delta} = 3 \cdot 60 \cdot 1,667 \cdot 10^{-3} = 0,3 \text{ м}^3.$$

Остаточно параметри бака приймають при компонованні на ньому гідроапаратури.

За формулою /3.39/ установлюють потребу в використанні охолоджувача робочої рідини

$$S_p = \frac{3,6 \cdot 6 \cdot 10^5 \cdot 1,667 \cdot 10^{-3}}{(60 - 20) 63} = 1,9 \text{ м}^2 < S_{\varphi} = 2,5 \text{ м}^2.$$

Отже при такому режимі роботи маслостанції потреби в застосуванні охолоджувача немає.

За формулою /3.31/ визначаємо товщину стінки циліндрів /при $p = 1,25 \cdot 6,3 = 7,875 \text{ МПа}$./

$$\delta \geq \frac{7,875 \cdot 0,25}{2,3 \cdot 90 - 7,875} = 9,88 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Остаточно приймаємо $\delta = 10 \text{ мм}$.

Перевіряємо шток циліндра на поздовжній згин за формулою /3.34/

$$F_{кр} = 1 \cdot \frac{3,14^2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 0,05 \cdot 0,125^4}{5^4} = 1,01 \text{ МН},$$

$$F_{кр} > P_{ор}$$

Таким чином, параметри штока відповідають прийнятим умовам.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. Учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Наука, 1988.- 640с.
2. Теория механизмов и машин. Учебник для вузов. /К.В.Фролов, С.А.Шопов, А.К.Мусатов и др.- М.: Высшая школа, 1987.- 496с.
3. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. Учебник для машиностроительных и приборостроительных спец.вузов. 5-е изд. перераб. и доп.- М.: Высшая школа, 1990.- 606с.
4. Динамические расчеты приводов машин /В.Д.Вейц, А.Е.Кочура, А.М.Мартыненко.- Л.: Машиностроение, 1971.- 352с.
5. Иванченко Ф.К., Красношапка В.А. Прикладные задачи динамики машин.- Киев: Выща школа, 1983.- 378с.
6. Немировский И.А., Снисарь Н.Г. Расчет гидроприводов технологических машин: Справочник.- Киев: Техника, 1992.- 191с.
7. Альтшуль А.Д., Животовский А.С., Иванов А.А. Гидравлика и аэродинамика.- Л.: Стройиздат, 1987.- 414с.
8. Приводы машин: Справочник /В.В.Длоучий, Т.И.Муха, А.П.Цупиков, Б.В.Януг; Под общ.ред. В.В.Длоучого.- 2-е изд., перераб. и доп.- Л.: Машиностроение, 1982.- 383с.
9. Оборудование для производства металлов и сплавов. Руководство по самостоятельному изучению дисциплины "Механическое оборудование металлургических заводов" для студентов специальности 17.03 /А.Я.Жук.- Запорожье: ЗИИ, 1990.- 84с.
10. Методические указания к выполнению курсовой работы "Динамические исследования механической системы с упругими звеньями" для студентов специальностей 0573, 0572 /В.И.Пожуев, В.Д.Беленко, А.Д.Шамровский.- Запорожье: ЗИИ, 1988.- 56с.