

ДИНАМІКА та ДОСЛІДЖЕННЯ МАШИН

Практична робота № 11

Дослідження перехідних процесів електромеханічного приводу машини

Загальні відомості

Приведення сил, моментів та мас у механізмах машин

Про рух всіх ланок машини можна судити з рухом однієї ланки, оскільки рухи всіх ланок взаємопов'язані. Ланка, за рухом якої судять про характер роботи машини, називається головною.

За головну ланку зазвичай приймають привідну (ведучу) ланку, оскільки вона безпосередньо пов'язана з двигуном. Щоб мати право судити за рухом головної ланки про рух інших ланок, необхідно врахувати сили та моменти, що діють на всі ланки механізму, а також маси та моменти інерції всіх ланок. Для цього всі сили та маси приводять до головної ланки.

Приведеною силою (моментом) називається така сила (момент) прикладена до головної ланки, яка розвиває потужність рівну сумі потужностей сил і моментів, що приводяться:

$$F_{\text{пр}} \cdot V_{\text{гол}} = \sum F_i V_i \cos \alpha_i + \sum M_i \omega_i \quad (11.1)$$

або

$$M_{\text{пр}} \cdot \omega_{\text{гол}} = \sum F_i V_i \cos \alpha_i + \sum M_i \omega_i \quad (11.2)$$

Якщо головна ланка здійснює поступальний рух, то зручно всі сили замінювати еквівалентною за своєю дією на механізм приведеною силою. Якщо головна ланка обертається (що зустрічається набагато частіше), визначають приведений момент.

Приведеною масою (моментом інерції) називається така умовна маса (момент інерції), володіючи якою головна ланка має кінетичну енергію, рівну сумі кінетичних енергій приведених мас та моментів інерції:

$$\frac{m_{\text{пр}} V_{\text{гол}}^2}{2} = \sum \frac{m_i V_i^2}{2} + \sum \frac{I_i \omega_i^2}{2} \quad (11.3)$$

або

$$\frac{I_{\text{пр}} \omega_{\text{гол}}^2}{2} = \sum \frac{m_i V_i^2}{2} + \sum \frac{I_i \omega_i^2}{2} \quad (11.4)$$

звідки

$$m_{\text{пр}} = \sum \frac{m_i V_i^2}{V_{\text{гол}}^2} + \sum \frac{I_i \omega_i^2}{V_{\text{гол}}^2} \quad (11.5)$$

або

$$I_{\text{пр}} = \sum \frac{m_i V_i^2}{\omega_{\text{гол}}^2} + \sum \frac{I_i \omega_i^2}{\omega_{\text{гол}}^2} \quad (11.5)$$

Доцільно визначати приведену масу, якщо головна ланка рухається поступально, і визначати приведений момент інерції, якщо головна ланка здійснює обертальний рух.

Загальна формула для визначення кінетичної енергії машини має вигляд:

$$T_{\Sigma} = \frac{1}{2} \dot{q}^2 I_{\text{пр}} \quad \text{або} \quad T_{\Sigma} = \frac{1}{2} \dot{q}^2 m_{\text{пр}} \quad (11.6)$$

Після приведення сил і мас до головної ланки визначається її дійсний закон руху.

Динамічні моделі механічних систем

Механізми із жорсткими ланками.

Найчастіше ланки механізмів, що утворюють механічну систему машини, є твердими тілами, які незначно деформуються у процесі руху. Іноді зустрічаються у механізмах гнучкі ланки (привідні паси, ланцюги ланцюгових передач); об'єми рідини у гідравлічних передачах можуть розглядатися як рідкі ланки.

На рухи ланок у механічних системах накладаються зв'язки. У механізмах, що складаються з твердих ланок, ці зв'язки називаються кінематичними парами. Детальна класифікація кінематичних пар наведена в курсі теорії механізмів та машин.

Упорядкування динамічної моделі механічної системи полягає у ідеалізації реальних ланок і кінематичних пар, заміні їх деякими фізичними моделями.

Найбільш простим способом ідеалізації є перехід від реальних механізмів до моделей, які називатимуться механізмами з жорсткими ланками. Цей перехід ґрунтується на таких припущеннях.

1. Усі ланки, що є твердими тілами, вважаються абсолютно твердими, гнучкі ланки – нерозтяжними, рідкі ланки – не стисливими.

2. Усі кінематичні пари ідеально реалізують ті рівняння зв'язків, якими вони описуються; в шарнірах і поступальних ланках відсутні зазори, ланки що стикаються з поверхнею вищих кінематичних пар не деформуються і т. п. Іншими словами, кінематичні пари розглядаються як голономні утримуючі зв'язки.

Машину, механічна система якої складається з механізмів з жорсткими ланками, називається жорсткою машиною. У такій машині число ступенів свободи, тобто число незалежних параметрів, якими визначаються координати всіх точок системи, збігається з числом ступенів рухливості.

Зокрема, в жорсткій машині з одним двигуном координати всіх точок є функціями однієї узагальненої координати.

Механізми з пружними ланками.

"Жорстка" модель в принципі не дозволяє визначити деформації реальних ланок та конструктивних елементів кінематичних пар. Тим часом у сучасних машинах ці деформації та пов'язані з ними вібрації (пружні коливання) механізмів мають першочергове значення. Вони можуть істотно впливати на точність механізмів, викликати значні динамічні навантаження у ланках та їх зчленування. Для їх дослідження доводиться користуватися складнішими динамічними моделями механізмів, які називатимемо механізмами з пружними ланками. Машину, динамічна модель якої містить такі механізми, для спрощення називають пружною машиною.

Залежно від того, які ланки механізмів вважаються пружними, а які – жорсткими, та сама механічна система може описуватися різними динамічними моделями. Неоднозначність вибору пружної моделі, адекватної досліджуванім процесам, аналізованим режимам роботи машини, є однією з найскладніших проблем динамічного аналізу.

Визначення часу пуску та гальмування електроприводу

Перехідні процеси у електроприводі виникають при переході з одного встановленого стану до іншого, коли змінюються швидкість, момент та струм живлення електродвигуна. Зовнішньою причиною цих процесів можуть бути керуючі та збуджуючі впливи: зміна напруги живлення, частоти, навантаження на валу, моменту інерції, опору в ланцюгах живлення...

Згідно рівняння руху електроприводу $M - M_{оп} = I \frac{d\omega}{dt}$ в його механічній частині діють два моменти: електромагнітний момент двигуна M та момент статистичних опорів $M_{оп}$, приведений до валу двигуна. Результатом цього є динамічний момент $M_{дин}$: $M_{дин} = I \frac{d\omega}{dt}$.

Для однозначності математичного опису руху електроприводу один з двох можливих напрямків обертання двигуна приймається за позитивний. Тоді, якщо на розглядуваному інтервалі часу напрямки моменту та швидкості двигуна співпадають (знак «+») то робота виконується за рахунок двигуна. Інакше двигун працює в гальмівному режимі (і знак «-» перед M).

Так само момент статистичного опору, маючи різну природу може мати знак «+» або «-», сприяти або протидіяти руху.

Тоді рівняння руху електроприводу матиме вигляд:

$$\pm M \mp M_{оп} = I \frac{d\omega}{dt} \quad (11.7)$$

Знак і величина динамічного моменту є результатом взаємодії моментів двигуна та опору. Відповідно можуть бути три режими роботи електроприводу:

1. $M_{дин} > 0$ ($I \frac{d\omega}{dt} > 0$), що відповідає режиму розгону двигуна при $\omega > 0$ і гальмування при $\omega < 0$.

2. $M_{дин} < 0$ ($I \frac{d\omega}{dt} < 0$), що відповідає режиму розгону двигуна при $\omega < 0$ і гальмування при $\omega > 0$.

3. $M_{дин} = 0$ ($I \frac{d\omega}{dt} = 0$), що відповідає режиму, що встановився при $\omega = \omega_0 = const$.

Загалом на всіх етапах перехідних процесів у першому наближенні можна прийняти, що $M_{пуск} = M_{галь}$, $M_{оп} = const$, але динамічні моменти при пуску і гальмуванні різні.

Розв'язуючи рівняння (11.6) відносно похідної кутової швидкості, отримаємо:

$$d\omega = \frac{\pm M \mp M_{оп}}{I} dt = \varepsilon dt \quad (11.8)$$

де $\frac{\pm M \mp M_{оп}}{I} = \varepsilon$ – прискорення (уповільнення) приводу.

Після інтегрування (11.8) можна визначити час перехідного процесу зміни швидкості від $\omega_{\text{поч}}$ до $\omega_{\text{кін}}$:

$$t_{\text{пер}} = \frac{\omega_{\text{кін}} - \omega_{\text{поч}}}{\varepsilon} = I_{\Sigma_{\text{прив}}} \frac{\omega_{\text{кін}} - \omega_{\text{поч}}}{\pm M \mp M_{\text{оп}}} \quad (11.9)$$

Для випадку пуску і гальмування наближено час процесу можна визначити за формулою:

$$t_{\text{п,г}} = I_{\Sigma_{\text{прив}}} \frac{\omega_0}{M_{\text{дин}}} \quad (11.10)$$

Послідовність виконання завдання

1. Для заданої схеми динамічної моделі машини (умови завдання: рис. 11.2 та табл. 11.3) виконати визначення кінетичної енергії жорсткої машини та приведеного моменту інерції до ведучої ланки.

Використовуючи формулу приведеного моменту інерції (11.5) розрахувати сумарний приведений момент інерції заданого приводу та його кінетичну енергію (11.6) для випадку роботи в режимі що встановився (ω відповідає максимальній частоті обертання двигуна).

2. Визначити час розгону (гальмування) приводу від швидкості ω_1 до ω_2 та загальний час розгону (гальмування) приводу за умови постійного значення динамічного моменту приводу.

Використовуючи формули (11.9) (11.10) та дані табл. 11.1 виконати розрахунок двох значень часу розгону (гальмування) заданого приводу з врахуванням параметрів приводного двигуна (табл. 11.1).

3. Оцінити вірогідність результатів розрахунку.

4. Заповнити таблицю результатів: (табл. 11.2.).

5. Приклад виконання завдання

1. Для заданої схеми динамічної моделі машини (рис. 11.1, умови завдання – табл. 11.3) виконуємо визначення кінетичної енергії жорсткої машини та приведеного моменту інерції до ведучої ланки.

Використовуючи формулу приведеного моменту інерції (11.5) розраховуємо сумарний приведений момент інерції заданого приводу та його кінетичну енергію (11.6) для випадку роботи приводу в режимі, що встановився.

Моменти інерції зубчастих коліс (валів) визначаємо за наближеною формулою (для тіла циліндричної форми, де d – подільний діаметр колеса або зовнішній діаметр валу):

$I = md^2/8$, де $m = V\rho$ – маса колеса (валу), V – його об'єм.

ρ – густина низьковуглецевої сталі, $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3 = 7,8 \cdot 10^{-6} \text{ кг/мм}^3$;

b – ширина колеса (довжина валу) передачі (для зубчастої передачі: $b = 5 m_0$ мм, m_0 – модуль колеса), довжини валів I та II прийняти однаковими і рівними 250 мм, III – 350 мм.

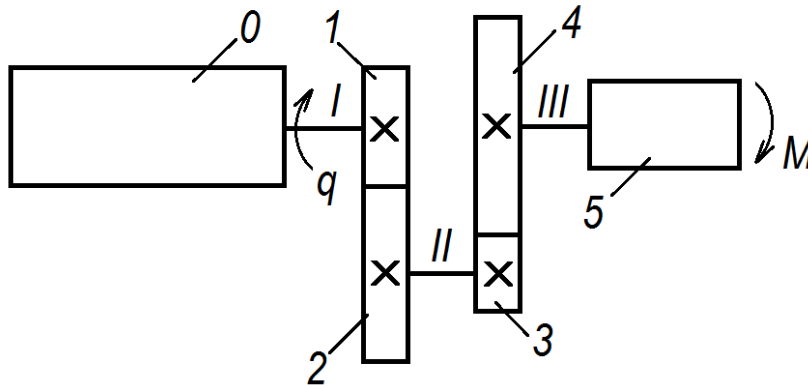


Рис. 11.1. Схема приводу машини

Момент інерції валу двигуна приймаємо за таблицею 11.1.

Табл. 11.1

Характеристики високомоментних двигунів

Параметр	ПБВ-100		ПБВ-112		
	М	L	S	М	L
Номінальний момент, Нм	7,16	10,5	14	17,5	21
Номінальна частота обертання, хв ⁻¹	1000	1000	750	600	500
Максимальний пусковий момент, Нм	70	100	130	170	210
Момент при максимальній частоті обертання, Нм	21	21	36	34	38
Момент інерції, кгм ²	0,01	0,014	0,035	0,042	0,049
Максимальна частота обертання, хв ⁻¹	2000	2000	2000	2000	2000
Маса, кг	27	33	41	45	52
Номінальна напруга, В	52	56	44	47	50
Номін. сила струму, А	18	24	31	29	28
Потужність, кВт	0,75	1,1	1,2	1,5	2,2
Діаметр валу, мм	28	28	32	32	32
Максимальне прискорення, рад с ⁻²	6800	7900	4800	4680	4300

Приведений момент інерції визначаємо за формулою:

$$I_{\Sigma \text{прив}} = I_0 + I_1 + (I_2 + I_3) \frac{z_1^2}{z_2^2} + (I_4 + I_5) \frac{z_1^2 z_3^2}{z_2^2 z_4^2}$$

Кінетичну енергію привода (для максимальної частоти обертання валу двигуна) розраховуємо за формулою: $T_{\Sigma} = \frac{1}{2} \omega^2 I_{\text{пр}}$

2. Визначаємо час розгону (гальмування) привода від швидкості ω_1 до ω_2 та загальний час розгону (гальмування) привода за умови постійного значення динамічного моменту привода.

Використовуючи формули (11.9) (11.10) та дані табл. 11.1 виконуємо розрахунок двох значень часу розгону (гальмування) заданого приводу з врахуванням параметрів приводного двигуна (табл. 11.1).

Визначаємо час перехідного процесу при зміні швидкості обертання валу двигуна від 1200 хв^{-1} (20 с^{-1} , 125 рад/с) до 1800 хв^{-1} (30 с^{-1} , 188 рад/с) для номінального моменту (1) та максимального пускового моменту двигуна (2) за формулою:

$$t_{\text{пер}} = \frac{\omega_{\text{кін}} - \omega_{\text{поч}}}{\varepsilon} = I_{\Sigma \text{прив}} \frac{\omega_{\text{кін}} - \omega_{\text{поч}}}{\pm M \mp M_{\text{оп}}}$$

де: 1. $\pm M \mp M_{\text{оп}} = M_{\text{ном дв}} - M_{\text{оп}}$

$$t_{\text{пер}} = 1,22 \frac{188 - 125}{10,5 - 6} = 17,1 \text{ с}$$

2. $\pm M \mp M_{\text{оп}} = M_{\text{макс дв}} - M_{\text{оп}}$

$$t_{\text{пер}} = 1,22 \frac{188 - 125}{100 - 6} = 0,82 \text{ с}$$

Визначаємо час перехідного процесу (розгону) при зміні швидкості обертання валу двигуна від 0 хв^{-1} (0 с^{-1} , 0 рад/с) до 2000 хв^{-1} ($33,33 \text{ с}^{-1}$, $209,33 \text{ рад/с}$) за формулою:

$$t_{\text{п,г}} = I_{\Sigma \text{прив}} \frac{\omega_0}{M_{\text{дин}}}$$

де $M_{\text{дин}} = M_{\text{макс дв}}$

$$t_{\text{п,г}} = 1,22 \frac{209,33}{100} = 2,55 \text{ с}$$

3. Оцінюємо вірогідність результатів розрахунку.

Використання для оцінки перехідного процесу номінального моменту двигуна дає завеликі значення часу перехідного процесу

4. Заповнюємо таблицю результатів: (табл. 11.2).

Табл. 11.2.

Таблиця результатів розрахунків

Варіант	Розраховані параметри приводу							Використані параметри двигуна ПБВ-100 L		Час перехідного процесу	
	$I_1, 2$ КГМ ²	$I_2, 2$ КГМ ²	$I_3, 2$ КГМ ²	$I_4, 2$ КГМ ²	...	$I_{\Sigma \text{прив}},$ КГМ ²	$T_{\Sigma},$ КДж	$\frac{M_{\text{ном дв}}}{M_{\text{макс дв}}},$ НМ	$I_0,$ КГМ ²	$t_{\text{пер}},$ с	$t_{\text{п,г}},$ с
1	0,16	0,28	0,15	0,09	...	1,22	26,9	$\frac{10,5}{100}$	0,014	$\frac{17,2}{0,82}$	2,55

Умови завдання до практичного заняття № 11

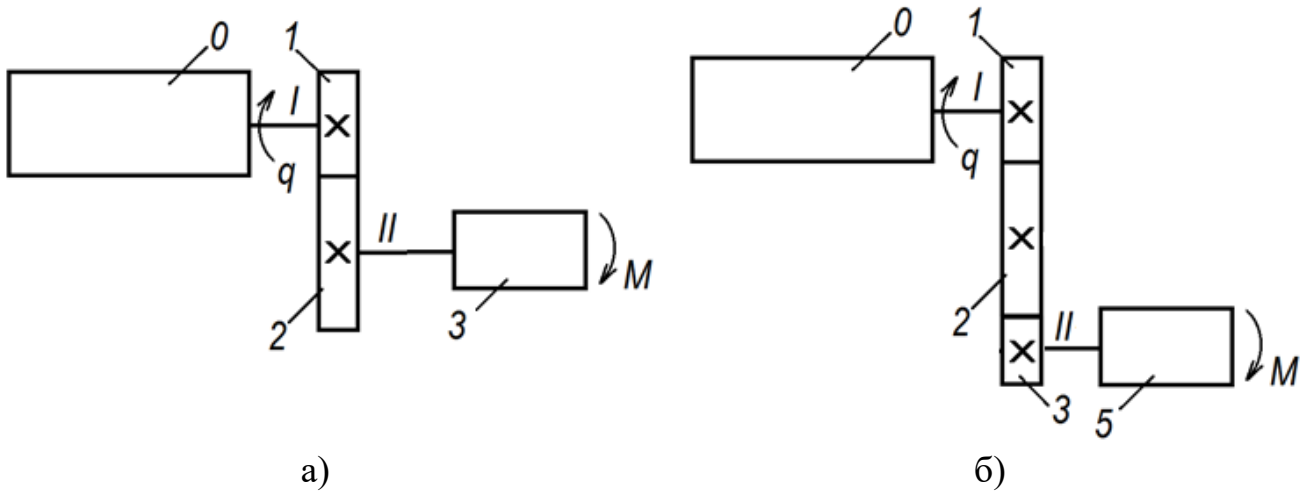


Рис. 11. 2. Схеми приводу машини до варіантів завдання: а) 1-10, б) 11-20

Табл. 11.3.

Варі-ант	Параметри коліс				Параметри валів				Двигун	M _{оп} , Нм	n _{кін} / n _{поч} , об/хв
	z ₁ ,	z ₂ ,	z ₃ ,	m ₀ , мм	D ₁ , мм	D ₂ , мм	L ₁ , мм	L ₂ , мм			
1	20	30	-	2	20	40	200	300	ПБВ-100 М	2	1800/2000
2	18	32	-	3	25	40	250	300	ПБВ-100 М	4	1600/2000
3	20	40	-	4	30	45	300	300	ПБВ-100 L	6	1400/2000
4	20	25	-	2,5	35	45	200	400	ПБВ-100 L	8	1200/1700
5	20	35	-	3	25	50	250	400	ПБВ-112 М	10	200/1000
6	30	40	-	4	30	50	300	400	ПБВ-112 М	12	400/1700
7	25	35	-	2	35	60	200	450	ПБВ-112 L	14	1000/1100
8	25	40	-	3	40	60	250	450	ПБВ-112 L	11	1200/1500
9	25	45	-	4	35	70	300	450	ПБВ-112 S	9	600/1700
10	30	45	-	2,5	40	70	350	500	ПБВ-112 S	7	800/1100
11	20	30	18	2	20	40	200	300	ПБВ-100 М	2	1800/2000
12	18	32	17	3	25	40	250	300	ПБВ-100 М	4	1600/2000
13	20	40	20	4	30	45	300	300	ПБВ-100 L	6	1400/2000
14	20	25	18	2,5	35	45	200	400	ПБВ-100 L	8	1200/1700
15	20	35	17	3	25	50	250	400	ПБВ-112 М	10	200/1000
16	30	40	25	4	30	50	300	400	ПБВ-112 М	12	400/1700
17	25	35	20	2	35	60	200	450	ПБВ-112 L	14	1000/1100
18	25	40	20	3	40	60	250	450	ПБВ-112 L	11	1200/1500
19	25	45	20	4	35	70	300	450	ПБВ-112 S	9	600/1700
20	30	45	25	2,5	40	70	350	500	ПБВ-112 S	7	800/1100