

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ТЕКСТИЛЬНИХ ПАКОВОК

Одним з важливих факторів, що впливають на напружений стан текстильних паковок, є величина намоточного натягіння нитки. В процесі формування паковки намоточне натягіння в загальному випадку змінюється по певному закону, як функція радіуса тіла намотки. При заданих інших фізико-механічних характеристиках процесу намотування величина і характер зміни намоточного натягіння визначають рівень міжшарового тиску в тілі намотки. З практичної точки зору встановлення функції розподілу міжшарового тиску в паковці є важливим, оскільки дає можливість визначати її інші параметри: рівень остаточного натягіння в витках нитки, радіальний розподіл густини тощо.

Розв'язання такої задачі побудовано на вивченні напруженого стану паковки. Більшість існуючих досліджень в цьому напрямку, як правило, є вузькоспеціалізованими і в їх основу покладено певні припущення: наприклад, сталість параметра радіальної анізотропії тіла намотки.

Змінний параметр анізотропії розглянуто в роботах [1] і [2], де розв'язання задачі запропоновано з використанням чисельних методів.

Метою даної роботи є розробка методики аналітичного визначення залежності рівня міжшарового тиску від намоточного натягіння з урахуванням радіальної анізотропії пружних властивостей тіла намотки. Оскільки радіальні і колові напруження в довільній точці паковки залежить від тиску з боку вищерозташованих шарів намотки, а також від податливості нижніх шарів намотки разом з оправкою, запропонований підхід реалізовано для дискретних значень радіуса тіла намотки.

Для дослідження напруженого стану паковки за основу прийнято систему (1) нелінійних рівнянь [2]:

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\rho} \sigma_r + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta(\rho)}{\rho} &= \frac{\sigma_0}{\rho}, \\ \frac{d}{d\rho} \sigma_\theta - \frac{\lambda(\sigma_r)}{\rho} \cdot \sigma_r + \frac{H(\sigma_r)}{\rho} \cdot \sigma_\theta &= 0, \end{aligned} \quad (1)$$

з крайовими умовами:

$$\sigma_\theta(\rho^*) = \eta(\rho^*) \sigma_r(\rho^*), \quad (2)$$

$$\sigma_r(\rho_H) = 0, \quad (3)$$

де $\sigma_r(\rho)$, $\sigma_\theta(\rho)$ – функції розподілу в тілі намотки радіальних та колових напружень, зумовлених вищерозташованими шарами намотки;

σ_0 – намоточне натягіння нитки;

ρ , ρ_H – відносні поточний та зовнішній радіуси паковки:

$\rho = R/R_B$; $\rho_H = R_H/R_B$,

R , R_H – поточний та зовнішній радіуси паковки, R_B – зовнішній радіус нитконосія;

ρ^* – дискретне значення відносного радіуса паковки, для якого визначаються значення

σ_r та σ_θ ;

$\eta(\rho^*)$ – параметр, що характеризує податливість частини паковки радіуса ρ^* ;

$\lambda(\sigma_r)$ – параметр радіальної анізотропії тіла намотки;

$H(\sigma_r)$ – параметр, що характеризує зміну густини паковки вздовж її радіуса.

Після нескладних перетворень система (1) зводиться до одного диференціального рівняння (4):

$$\frac{d^2}{d^2\rho} \sigma_r + \frac{k}{\rho} \cdot \frac{d\sigma_r}{d\rho} + \frac{d}{\rho^2} \cdot \sigma_r = \frac{H \cdot \sigma_0}{\rho^2}, \quad (4)$$

розв'язком якого є функція (5)

$$\sigma_r(\rho) = S_1 \rho^\alpha + S_2 \rho^\beta + \frac{H \cdot \sigma_0}{d}, \quad (5)$$

де $k = H + 2$; $d = H - \lambda$;

S_1, S_2 – константи інтегрування, що визначаються з крайових умов (2) і (3);

$$\alpha = 0,5 \cdot \sqrt{d} \cdot \left(-\frac{\sqrt{4d + k^2 - 2k + 1}}{\sqrt{d}} - \frac{k - 1}{\sqrt{d}} \right); \quad \beta = 0,5 \cdot \sqrt{d} \cdot \left(\frac{\sqrt{4d + k^2 - 2k + 1}}{\sqrt{d}} - \frac{k - 1}{\sqrt{d}} \right).$$

Для встановлення залежності між рівнем міжшарового тиску σ_r і величиною намоточного натяжіння σ_0 в кожній завданій точці радіуса паковки ρ^* можна рекомендувати наступну послідовність розрахунку:

– вибирається функція розподілу густини вздовж радіуса паковки $\kappa(\rho)$, для якої визначається відповідний закон $\sigma_r(\rho)$:

$$\sigma_r(\rho) = D / (\kappa(\rho) - 1) - l_1,$$

– в кожній вибраній точці ρ^* визначається величина $\sigma_r(\rho^*)$;

– визначаються параметри: $H(\rho^*) = 1 + \left(\mu - (\rho^*) \cdot \frac{d\kappa}{d\rho} \right) / \kappa(\rho^*)$,

$$\lambda(\rho^*) = A + B / \sigma_r(\rho^*),$$

де l_1, D, A, B – узагальнені коефіцієнти апроксимації, отримані при експериментальному дослідженні міжшарового тиску в тілах намотки з нитками вибраного асортименту; μ – коефіцієнт Пуассона для матеріалу нитки;

– визначається параметр податливості $\eta(\rho^*)$.

Далі складається система з трьох рівнянь (6), з розв'язання якої визначається шукана величина $\sigma_0(\rho^*)$:

$$\begin{aligned} S_1 \cdot (\rho^*)^\alpha + S_2 \cdot (\rho^*)^\beta + \frac{H \cdot \sigma_0}{d} &= \sigma_r(\rho^*), \\ S_1 \cdot (\rho_H)^\alpha + S_2 \cdot (\rho_H)^\beta + \frac{H \cdot \sigma_0}{d} &= 0, \\ \rho^* \cdot \frac{d\sigma_r}{d\rho} + \sigma_r(\rho^*) - \sigma_0(\rho^*) - \eta(\rho^*) \sigma_r(\rho^*) &= 0. \end{aligned} \quad (6)$$

Запропонована методика визначення намоточного натяжіння нитки відповідно до завданого рівня міжшарового тиску в завданій точці радіуса паковки суттєво спрощує складні розрахунки чисельних методів. Методика може бути використана технологічними службами виробництв текстильних паковок при виборі оптимальних параметрів намотування.

Список посилань

1. Сухарев В. А., Матюшев И.И. Расчет тел намотки. – М.: Машиностроение, 1982.– 136 с.
2. Линник В.А. Разработка эффективных методов повышения устойчивости паковок на машинах для производства химических нитей: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. – М.: МГТА, 1990.

$$f(\tau) = \bar{m}_f + \Delta f \cdot \xi(\tau) \quad (1)$$

де \bar{m}_f , Δf – математичне сподівання та діапазон розсіювання випадкової величини;
 $\xi(\tau)$ – центрований випадковий процес коливання величини.

Її розв'язання ставить за мету визначення законів зміни управляючих сил та моментів, що забезпечують завданій закон руху вихідної ланки – руки маніпулятора.

В настоящее время, как правило, в основе принципов построения систем управления манипуляторами с упругими звеньями лежат методы расчета управляющего сигнала – вращающего момента, позволяющего осуществлять перемещение манипулятора с учетом деформаций и колебаний, обусловленных упругостью составляющих его звеньев. Сигналы управления крутящим моментом рассчитываются для перемещения рабочего органа манипулятора по заданной траектории без его существенных колебаний.

Научные исследования в этом направлении получили широкое распространение как в России, так и за рубежом. Они базируются на трудах ученых И.М. Макарова, Е.И. Юревича, В.М. Лохина, Ю.В. Подураева, А.А. Лукьянова, Ф.М. Кулакова, А.Е. Дитковского, Ю.Н. Санкина, С.Л. Зенкевича, А.С. Ющенко, Ф.Л. Черноусько, Н.Н. Болотника, В.Г. Градецкого, J.B. Jonker, E. Bayo, M.A. Serna, R.G.K.M. Aarts, A. Jnifene и W.R. Andrews, J.Cheong, W.K. Chung, Y. Youm Ges, L.C.S. Negro, R.G. Rios, W. Neto и др.

Стремительный рост ресурсов и быстродействия средств вычислительной техники позволяет осуществлять управление перемещением манипулятора с заданной точностью и допустимой амплитудой колебаний в режиме реального времени. Достичь этого можно с помощью искусственных нейронных сетей, способных к самообучению, адаптации к постоянно изменяющимся условиям, и позволяющих формировать необходимые сигналы для создания исполнительных крутящих моментов. Сложные алгоритмы управления являются в данном случае непригодными к применению, так как это ведет к снижению точности.

Таким образом, для решения проблемы управления манипуляционными системами с упругими звеньями с необходимой точностью, целесообразно использовать адаптивные системы с интеллектуальными регуляторами, строящимися на базе нейронных систем, что составляет предмет данной диссертации.

Уменьшение каждого из рассмотренных *выше квадратичных функционалов* означает повышение качества установившегося движения машины. Вместе с тем, как уже отмечалось, уменьшение одного из этих критериев качества может сопровождаться увеличением других. Поэтому естественно ставить задачу минимизации одного из критериев при ограничениях, накладываемых на другие. Известно, что это эквивалентно минимизации некоторого функционала, являющегося линейной комбинацией исходных функционалов с весовыми коэффициентами, зависящими от выбранных ограничений. Таким образом, мы приходим к комбинированным квадратичным критериям качества управления. [1]

Заметим, что для не *квадратичных функционалов* $\Phi [u]$ линейные по параметрам пробные функции (71) не дают никаких преимуществ, ибо получающиеся функции параметров $F (a) \Phi [u (x ; a)]$ все равно оказываются не квадратичными. Поэтому метод Рунге фактически применяют только для квадратичных функционалов. [2]

Следующая теорема сводит проблему минимизации *квадратичного функционала* (10) к решению некоторой системы линейных алгебраических уравнений. [3]

Мы показали, что уравнение *квадратичного функционала* выполнено во всех случаях. [4]

На каждом временном слое нужно минимизировать *квадратичный функционал* (3.6) с нелинейными ограничениями (3.36) и линейными ограничениями - уравнениями, которые обеспечивают непрерывность вектора напряжений при переходе через границы треугольников триангуляции. Для решения данной задачи следует выбирать подходящий алгоритм выпуклого программирования. [5]

Обычно при рассмотрении конкретных задач **коэффициенты квадратичного функционала (6.24) неизвестны и задаются произвольно**. После решения задачи синтеза регулятора выясняется, что не выполняются многие дополнительные условия, которые трудно записать с помощью квадратичного функционала. Исследователю приходится изменять коэффициенты в функционале, а иногда в системе уравнений (6.23) так, чтобы найти среди семейства оптимальных регуляторов приемлемый для решения конкретной задачи. [6]

Таким образом, задача определения минимума *квадратичного функционала* не является корректной. [7]

Розв'язується зворотня задача динаміки: визначити закони зміни управляючих сил (моментів) в приводах, що забезпечують заданий закон руху вихідної ланки маніпулятора.

Досліджено процес розбігу машинного агрегату з нелінійними механічними характеристиками. Визначено перехідні характеристики кожного з приводів, проаналізовано можливості застосування даних приводів.

Постановка проблеми. Дослідження динаміки машинного агрегату ставить за мету визначення і аналіз законів руху, що відповідають найбільш характерним режимам роботи, до яких належать усталений рух та перехідні процеси.

Одним з перехідних процесів є розбіг механізму, що відбувається в період його пуску. Визначення закону руху заданого механізму під час розбігу має певну практичну спрямованість, оскільки дозволяє встановити відповідність характеру руху вимогам технологічного процесу, а також визначити параметри механізму, що необхідні для його динамічного проектування.

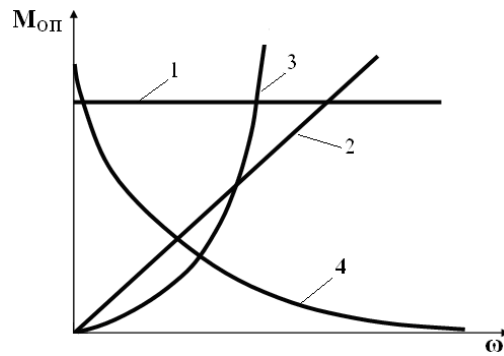


Рис. 1. Механічні характеристики робочих машин:

1 – підйомного крана; 2 – генератора постійного струму; 3 – відцентрового вентилятора та турбокомпресора; 4 – елеваторного транспортера

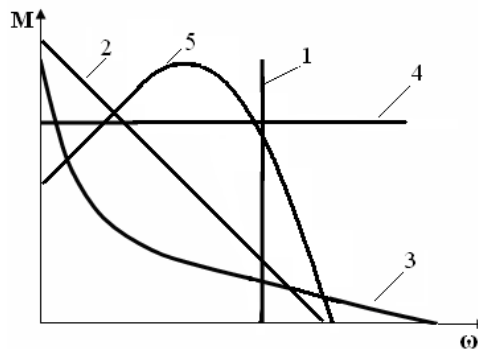


Рис. 2. Механічні характеристики електричних двигунів:

1 – синхронного двигуна; 2 – двигунів постійного струму з незалежним і паралельним збудженням; 3 – двигунів постійного струму з послідовним і змішаним збудженням; 4 – двигуна постійного струму з незалежним збудженням в режимі стабілізації струму якоря; 5 – асинхронного двигуна

Закон руху машинного агрегату, як для усталеного руху, так і для перехідних процесів залежить від рушійних сил та моментів, а також від сил і моментів опору. Як правило, їх величина не є постійною, а змінюється в залежності від положення ланок механізму або його швидкості. Такі функціональні залежності називають механічними характеристиками і при розв'язку задач динаміки вважаються відомими (рис.1, рис.2). Останнім часом набули практичного поширення штучні нелінійні характеристики, зокрема для асинхронних двигунів, які дозволяють плавно запускати машинний агрегат та регулювати його швидкість в широких межах.

Найчастіше для визначення закону руху використовують наближені лінійні механічні характеристики. В цьому випадку розв'язок диференціальних рівнянь руху можна отримати в аналітичній формі. Задача дещо ускладнюється, якщо хоча б одна з механічних характеристик (рушійних сил або сил опору) є нелінійною і – в більшій мірі, коли нелійними є обидві механічні характеристики.

Виходячи з того, що двигуни та робочі механізми мають досить широкий спектр механічних характеристик, задача дослідження законів руху машинного агрегату на сьогодні залишається актуальною і потребує подальшого розвитку.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Проблемі динаміки машинних агрегатів посвячено досить велику кількість наукових робіт. До основоположних робіт, де закладено підґрунтя для наукових досліджень динаміки машинних агрегатів, можна віднести

роботи [1] – [3]. Тут розглянуто різні аспекти динаміки машин з електроприводом та двигунами внутрішнього згоряння, запропоновано аналітичні методи динамічних розрахунків приводів машинних агрегатів.

Широке коло питань стосовно визначення законів руху усталеного руху машинного агрегату та перехідних процесів – розбігу і гальмування розглянуто в роботі [4]. Разом з загальними методами динамічного аналізу і синтезу тут викладено методіку вибору динамічних моделей окремих частин машини, показано способи визначення динамічних навантажень в передаточних механізмах. При дослідженні перехідних процесів – розбігу та гальмування в роботі використано лінійні механічні характеристики: як для двигуна так і для виконавчого механізму. В результаті розв’язку задачі саме в лінійній постановці отримано аналітичні рішення і на їх підставі проаналізовано вплив окремих параметрів характеристик на динамічні характеристики машини, наприклад, на **величину моменту в передаточному механізмі**.

В роботі [5] наведено результати досліджень законів руху машини при різних комбінаціях механічних характеристиках електричних двигунів та виконавчих механізмів. Зокрема, розглянуто пуск та гальмування машинного агрегату з нелінійними характеристиками асинхронних двигунів та двигунів постійного струму. Зміна навантаження прийнята у **вигляді «вентиляторних»** характеристик, у яких момент опору змінюється пропорційно квадрату частоти обертання вала. З метою спрощення розв’язку відповідних рівнянь нелінійні характеристики в роботі замінено їх лінеаризованими наближеннями.

В роботі [6] розглянуто питання динаміки машинного агрегату з керованою фрикційною муфтою. Дослідження процесу розбігу проведено для асинхронного електродвигуна і виконавчого механізму з квадратичною механічною характеристикою. В основу аналітичного дослідження покладено методи послідовних наближень та еквівалентної лінеаризації.

Виділення невіршених раніше частин загальної проблеми. З вищенаведеного аналізу робіт можна зробити висновок, що в існуючих на сьогодні підходах щодо вивчення процесу розбігу машинного агрегату мають місце певні спрощення, а саме: переважно використовуються або тільки лінійні механічні характеристики, або нелінійні, але з наступною їх лінеаризацією. Такий підхід зумовлено, як правило, складнощами інтегрування, які не дозволяють отримати рішення саме в аналітичному вигляді. Широке застосування сучасних прикладних математичних пакетів ставить на порядок денний впровадження нових підходів до розв’язку різних задач динаміки машин, що були відкладені до теперішнього часу внаслідок великої трудомісткості обчислювальних процедур.

Мета статті. Метою даної роботи є отримання аналітичних залежностей, що характеризують закон руху дослідження процесу розбіг машинного агрегату з нелінійними механічними характеристиками двигуна та виконавчого механізму. **При**

Виклад основного матеріалу дослідження. Розглянемо модель машинного агрегату, як систему з жорсткими ланками (рис. 3). Будемо вважати, що в період розбігу зведений до валу двигуна момент інерції змінюються незначно відносно свого середнього значення J .

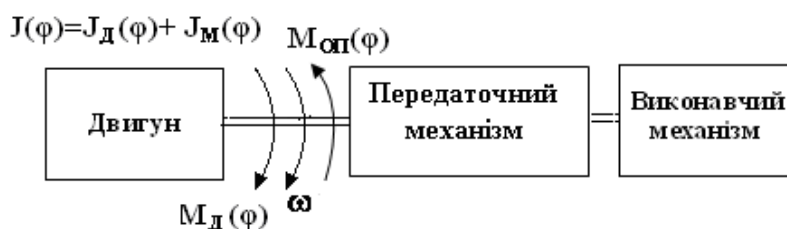


Рис. 3. Модель машинного агрегату

Крім того, прийнемо такі допущення:

- передаточне відношення та коефіцієнт корисної дії передаточного механізму є незмінними;
- під час розбігу середня кутова швидкість ротора електродвигуна за кожен його повний оберт змінюється незначно;
- на вхід двигуна подається постійний **управляючий** параметр, тобто розбіг є некертованим;
- для дослідження процесу розбіга використовується статична характеристика двигуна;
- зведений до валу двигуна момент сил опору залежить тільки від швидкості і несуттєво змінюється відносно свого середнього за повний оберт значення;
- в процесі розбігу кутова швидкість ротора двигуна змінюється від нуля до значення, що є середнім для усталеного руху.

З урахуванням прийнятих допущень рівняння руху машинного агрегату можна представити в диференціальній формі

$$J \cdot \frac{d\omega}{dt} = M_D(\omega) + M_{OP}(\omega), \quad (1)$$

де t – час;

ω – кутова швидкість ротора двигуна;

J – зведений до валу ротора двигуна момент інерції всього машинного агрегату;

$M_D(\omega)$ – момент на валу ротора двигуна;

$M_{OP}(\omega)$ – зведений до валу ротора момент сил опору.

Визначимо закон руху $\omega(t)$ під час розбігу для двигуна, що має лінійну статичну характеристику та робочої машини з "вентиляторною" характеристикою, яка змінюється за квадратичною залежністю (рис. 4).

Механічні характеристики двигуна $M_D(\omega)$ та робочої машини $M_{OP}(\omega)$ прийнемо у вигляді лінійної та квадратичної функцій:

$$M_D(\omega) = B_D(\omega - \omega_0) + M_0, \quad (2)$$

$$M_{OP}(\omega) = A_M(\omega^2 - \omega_0^2) + B_M(\omega - \omega_0) - M_0, \quad (3)$$

де B_D, A_M, B_M – параметри характеристик двигуна і робочої машини відповідно ($B_D \neq 0, A_M \neq 0$);

ω_0, M_0 – швидкість і моменти двигуна та сил опору в режимі усталеного руху, причому $M_0 = M_D(\omega_0) = -M_{OP}(\omega_0)$; $M_0 > 0$.

Теоретичне значення величини ω_0 визначається з умови $M_D(\omega) + M_{OP}(\omega) = 0$. В даному випадку, беручи до уваги (2) та (3), маємо: $(\omega - \omega_0)(A_M(\omega + \omega_0) + (B_M + B_D)) = 0$, звідки виходить, що для усталеного руху при $\omega = \omega_0$ має місце співвідношення $A_M(\omega_0 + \omega_0) + B_M + B_D = 0$ або

$$\omega_0 = -(B_M + B_D) / 2A_M.$$

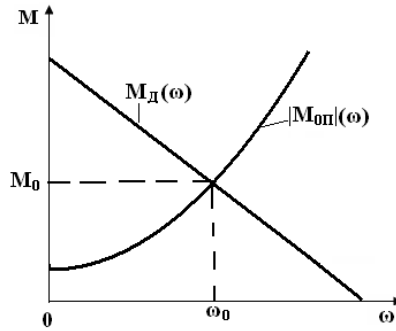


Рис. 4. Механічні характеристики машинного агрегату:
 $M_d(\omega)$ – лінійна характеристика двигуна; $M_{оп}(\omega)$ – нелінійна характеристика робочої машини

Після підстановки (2) і (3) до (1) отримаємо

$$t(\omega) = J \cdot \int \frac{d\omega}{\omega A(\omega^2 - \omega_0^2) + B(\omega - \omega_0)} + C, \quad (4)$$

де $A = A_M$; $B = B_D + B_M$;

C – константа інтегрування.

При $\omega \rightarrow \omega_0$ знаменник у виразі (4) наближається до нуля, з чого виходить, що такий інтеграл є невласним і при $A \neq 0$, $B \neq 0$ він розходиться, оскільки $t(\omega) \rightarrow \infty$. Після інтегрування (4) отримаємо

$$t(\omega) = \frac{J}{2A\omega_0 + B} \cdot \ln \left| \frac{A(\omega - \omega_0)}{A(\omega + \omega_0) + B} \right| + C. \quad (5)$$

Константа C визначається з початкових умов: при $\omega = 0$, $t = 0$:

$$C = -\frac{J}{2A\omega_0 + B} \cdot \ln \left| \frac{A\omega_0}{A\omega_0 + B} \right|. \quad (6)$$

Зазначимо, що величина C не може набувати нульового значення, оскільки $J \neq 0$, $B \neq 0$.

Остаточно з урахуванням (6) отримаємо

$$t(\omega) = \frac{J}{2A\omega_0 + B} \cdot \ln \left| \frac{A(\omega - \omega_0)(A\omega_0 + B)}{(A(\omega + \omega_0) + B)A\omega_0} \right|. \quad (7)$$

З формули (7) виходить, що розбіг до швидкості ω_0 відбувається нескінченно довго, тобто фактичне значення ω_0 завжди менше теоретичного $\omega_0 = -(B_M + B_D) / 2A_M$. В практичних умовах вважається, що розбіг завершується, коли швидкість досягає значень в межах $(0.95 \dots 0.98)\omega_0$ [7].

Залежність $\omega(t)$ отримаємо, як функцію, що є взаємно оберненою до (5). Для спрощення пошуку $\omega(t)$ виділимо цілу частину під знаком модуля

$$\frac{A(\omega - \omega_0)}{A(\omega + \omega_0) + B} = 1 - \frac{2A\omega_0 + B}{A\omega + A\omega_0 + B}.$$

Крім того, константу інтегрування представимо у вигляді: $-J \ln C_1 / (2A\omega_0 + B)$, де C_1 – будь-яке додатне раціональне число, крім нуля і одиниці (оскільки $C \neq 0$).

Після елементарних перетворень з урахуванням вищезазначеного отримаємо

$$\omega(t) = \frac{1}{A} \cdot \frac{(2A\omega_0 + B)}{(C_1 z + 1)} - (A\omega_0 + B), \quad (8)$$

де $z = \exp t \cdot (2A\omega_0 + B) / J$, $C_1 = A\omega_0 / (A\omega_0 + B)$.

Аналіз формули (8) показує, що асимптотичне наближення кутової швидкості ω до величини ω_0 відбувається за умови

$$2A\omega_0 + B < 0. \quad (9)$$

Фактично умова (9) характеризує спроможність характеристик машинного агрегату забезпечувати стійкість роботи приводу. Привод є статично стійким, якщо в точці усталеного руху $\omega = \omega_0$ виконується умова [4]:

$$\partial M_D / \partial \omega + \partial M_{оп} / \partial \omega < 0. \quad (10)$$

Для вибраних функцій (2) і (3) умова (10) зводиться саме до вигляду (9): $2A\omega_0 + B < 0$

На рисунку 5 наведено графіки функції $\omega(t)$, побудовані за формулою (8) для додатніх і від'ємних значень коефіцієнта A_M , що задовольняють умові стійкого руху (10). Для побудови всіх кривих прийнято: $B_M = 0$, $A_D = 0$, $B_D = -6.67 \text{ кгм}^2/\text{с}^2$, $\omega_0 = 110 \text{ рад/с}$, $J = 2.5 \text{ кгм}^2$. У випадках, коли $A_M > 0$ час розбігу збільшується, внаслідок того, що площа

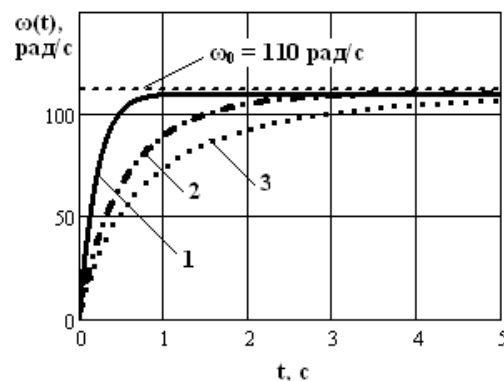


Рис. 5. Графіки зміни кутової швидкості ротора двигуна під час розбігу машинного агрегату для різних значень параметру A_M (кгм^2):
 1 – $A_M = -0.0033$; 2 – $A_M = 0.015$; 3 – $A_M = 0.025$

Визначення функції $\omega(t)$ дає можливість відшукати момент $M_{п}$, що виникає в передачному механізмі під час розбігу. Відповідно до схеми машинного агрегату (рисунок 3) складемо рівняння рівноваги вала ротора двигуна з моментом інерції J_D

$$J_{\text{Д}} \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{Д}}(\omega) - M_{\text{П}}(\omega). \quad (11)$$

Беручи до уваги (2), і враховуючи похідну функції (8)

$$\frac{d\omega}{dt} = - \frac{(2A\omega_0 + B)^2 (A\omega_0 + B) A\omega_0 z}{J \cdot A(A\omega_0 z + A\omega_0 + B)^2}, \quad (12)$$

з рівняння (11) отримаємо

$$M_{\text{П}}(\omega) = M_0 + \frac{1}{A} \cdot C_1 \exp(t\alpha/J) \cdot \alpha \cdot \frac{\eta\alpha - B_{\text{Д}}(C_1 \exp(t\alpha/J) + 1)}{(C_1 \exp(t\alpha/J) + 1)^2}, \quad (13)$$

де $\alpha = 2A\omega_0 + B$; $C_1 = A\omega_0 / (A\omega_0 + B)$; $\eta = J_{\text{Д}} / J$; $J_{\text{Д}}$ – момент інерції ротора двигуна.

Отримана залежність (13) в межах прийнятих допущень враховує практично всі основні параметри процесу розбігу машинного агрегату і визначає характер зміни моменту в передаточному механізмі. В залежності від співвідношення між $\eta\alpha$ і $B_{\text{Д}}(C_1 \exp(t\alpha/J) + 1)$ величина моменту $M_{\text{П}}$ може змінюватися, як в бік збільшення, так і зменшення відносно моменту M_0 . В разі $\eta\alpha = B_{\text{Д}}(C_1 \exp(t\alpha/J) + 1)$ маємо частковий випадок, коли $M_{\text{П}}(\omega) = M_0$. При завданих механічних характеристиках двигуна і робочої машини основним фактором впливу на величину $M_{\text{П}}$ можна вважати безрозмірний параметр η , що показує співвідношення між моментом інерції ротора двигуна $J_{\text{Д}}$ і зведеним моментом інерції всього механізму J .

Графічну інтерпретацію залежності (13) показано на рисунку 6. Розрахункові параметри прийнято такими: $A = A_{\text{М}} = -0.033 \text{ кгм}^2$, $B_{\text{М}} = 0$, $A_{\text{Д}} = 0$, $B = B_{\text{Д}} = -6.67 \text{ кгм}^2/\text{с}^2$, $\omega_0 = 110 \text{ рад/с}$, $J = 2.5 \text{ кгм}^2$. З графіку видно, що за рахунок збільшення величини η момент $M_{\text{П}}$ можна зменшувати. Однак таке регулювання має певне обмеження, оскільки $\eta < 1$.

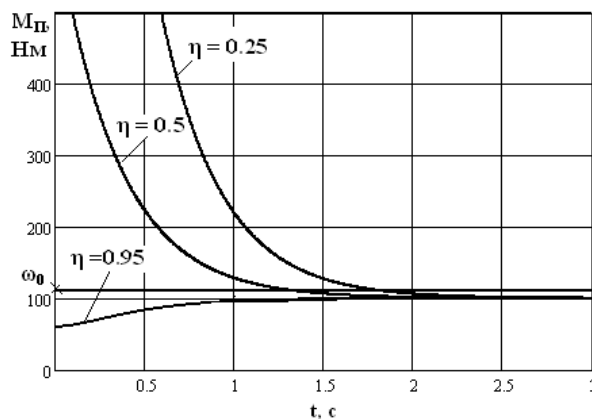


Рис. 6. Залежність моменту в передаточному механізмі $M_{\text{П}}$ від параметру η

Висновки і пропозиції.....Запропонована

Список використаної літератури

1. Зиновьев В.А. Основы динамики машинных агрегатов / В.А. Зиновьев, А.П. Бессонов. – М.: Машиностроение, 1964. – 240 с.
2. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов / В.Л. Вейц. – Л.: Машиностроение, 1969.– 368 с.
3. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С.Н. Кожевников – Киев: Наукова думка, 1986. – 288 с.
4. Коловский М.З. Динамика машин / М.З. Коловский – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-е, 1989.– 263 с.
5. Степанов А.Г. Динамика машин / А.Г. Степанов. – Екатеринбург: УрО РАН, 1999.– 304 с.
6. Бъчваров С.Н. Динамика машинного агрегата с упругим валом и линейной характеристикой исполнительного механизма / С.Н. Бъчваров, В.Д. Златанов, С.Г. Делчева-Атанасова, И.Г. Янчев // Теория механизмов и машин. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – 2004. – Т.2, №3. – С. 62–74.
7. Теория механизмов и машин / [Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. и др.]; под ред. К.В.Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.

Висновки з даного дослідження

Список літературних джерел

для нелінійних функцій сил опору та рушійних сил. Її вирішення зводиться, в першу чергу, до розв'язання та аналізу відповідних диференціальних рівнянь.

Задача дослідження динаміки машинного агрегату з нелійними механічними характеристиками залишається актуальною і потребує подальшого розвитку.

Припущення на порядок денний ставиться розв'язок задач саме в нелінійній постановці

Механические характеристики рабочих машин и механизмов разнообразны, каждая машина имеет свои особенности, а, следовательно, и свою характеристику. Однако механические характеристики некоторых машин и механизмов имеют общие закономерности, благодаря которым их можно объединить в отдельную группу. Исходя из этих соображений, рабочие машины и механизмы можно разделить на следующие классы:

1. К машинам первого класса относятся такие, у которых момент сопротивления не зависит от угловой скорости, т. е. $M_c = \text{const}$, например подъемные краны, лебедки, лифты, конвейеры с постоянной загрузкой и некоторые другие механизмы. В данных машинах момент равен произведению силы на плечо, как у подъемных механизмов, и не зависит от скорости подъема. Поэтому характеристики данного класса машин получили название крановых.

2. Машины второго класса — это те, у которых статический момент пропорционален угловой скорости. Их механическая характеристика имеет линейно-возрастающий характер, ее можно выразить уравнением прямой линии $M_c = A + B\omega$. Коэффициенты A и B легко найти из рисунка.

Естественно, приведенные выше виды характеристик не исчерпывают всех существующих случаев, однако данная классификация дает понятие о механических характеристиках производственных механизмов.

Механические характеристики электродвигателей, представляющие собой зависимость момента от угловой скорости $M = f(\omega)$, наиболее полно отражают свойства электропривода.

В останні роки роль адаптивних систем керування виробничими процесами значно збільшилась. Невід'ємною складовою адаптивних систем є так звані мехатронні блоки або приводи керування, які являють собою комплекс силових (енергетичних), інформаційних та керуючих елементів [1]. Поєднання між собою таких галузей як гідравліка, електроніка та механіка дає можливість створення досить ефективних систем керування. Крім того, слід відмітити, що сьогодні,

Саме це і визначає важливість розвитку систем керування точністю обробки.

• ;

система з електрогідравлічним приводом і регулятором на базі мікроконтролера має Формулювання цілей статті (постановка завдання)

Метою роботи є дослідження процесу розбігу машинного агрегату з нелійними механічними характеристиками. і це ставить на порядок денний розв'язок задач саме в нелінійній постановці.

Виклад основного матеріалу дослідження

Детальний опис та принцип дії електрогідравлічного приводу наведено в роботі [6].

Принципова схема релейного керування приведена на рисунку 2 [5]. На магнітному підсилювачі 1 додаються керуючі сигнали $U_{оп}$ і сигнал зворотного зв'язку $U_{д}$, виділяється різниця сигналу і відбувається його попереднє підсилення. Транзисторний підсилювач 2 має релейну зовнішню характеристику.

Максимальне значення σ_m^n і буде являтися шуканим значенням σ_{pr_gnd} для вибраного далекомірного джерела:

$$\sigma_{pr_gnd} = \text{MAX}(\sigma_m^n), \quad (15)$$

Таблиця 1

Вимоги ІКАО до точності ККС-GPS

Літерне позначення показника точності ККС	Θ_n градуси	a_0 метри	a_1 метри	Θ_0 градуси	a_2 метри
A	≥ 5	0,5	1,65	14,3	0,08
B	≥ 5	0,16	1,07	15,5	0,08
C	> 35	0,15	0,84	15,5	0,04
	5-35	0,24	0	-	0,04

Висновки з даного дослідження

В дані роботи вирішувалась задача сформулювати методику синтезу плоского механізму із пасивними зв'язками аналітичним методом. Були проаналізовані рівняння зв'язків і визначені геометричні розміри ланок, при яких структурна група є рухливою системою, тобто механізмом.

- система з електрогідравлічним приводом і регулятором релейного типу має низьку швидкодію, яка склала 30 сек; значне перерегулювання вихідного параметру, що може призвести до заклинювання і поломки обладнання; нестійке значення вихідного параметру, що робить недоцільним і навіть недопустимим застосування даного виду системи для керування величиною діаметрального зазору значно вищу швидкодію в порівнянні з попередньою системою, перерегулювання має незначний характер, але значна кількість елементів системи ускладнює процес керування і робить таку систему ненадійною;

- система з кроковим електродвигуном і регулятором на базі мікроконтролера є найбільш ефективною системою для керування величиною діаметрального зазору по всіх досліджуваних характеристиках. Вона має високу швидкодію – 1,5 секунд, яка пояснюється наявністю мікроконтролера і значним спрощенням конструкції привода, відсутні перерегулювання, система має меншу собівартість і більш компактна.

Список використаної літератури

8. Зиновьев В.А. Основы динамики машинных агрегатов / В.А. Зиновьев, А.П. Бессонов. – М.: Машиностроение, 1964. – 240 с.
9. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов / В.Л. Вейц. – Л.: Машиностроение, 1969. – 368 с.
10. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С.Н. Кожевников – Киев: Наукова думка, 1986. – 288 с.
11. Коловский М.З. Динамика машин / М.З. Коловский – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-е, 1989. – 263 с.

12. Степанов А.Г. Динамика машин / А.Г. Степанов. – Екатеринбург: УрО РАН, 1999. – 304 с.

13. Бъчваров С.Н. Динамика машинного агрегата с упругим валом и линейной характеристикой исполнительного механизма / С.Н. Бъчваров, В.Д. Златанов, С.Г. Делчева-Атанасова, И.Г. Янчев // Теория механизмов и машин. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – 2004. – Т.2, №3. – С. 62–74.

характеристику и приводится в движение из состояния покоя. С помощью методов последовательных приближений, малого параметра, эквивалентной линеаризации определены законы движения машины на двух этапах его разбега: этапа пробуксовки (скольжение во фрикционной муфте) и этапа совместного раскручивания. Для аналитической оценки динамического процесса механизма можно линеаризовать.

Характеристики двигателя с последовательным возбуждением представляют гиперболы, которые показывают, что с уменьшением момента γ скорость возрастает. При $\gamma = 0$ (холостой ход) скорость якоря стремится к бесконечности (рис. 1.17). Поэтому эти двигатели с ременной, фрикционной или цепной передачами, которые могут быть нарушены, не применяются

Уравнение (2.18) - нелинейное и получило название уравнения Риккати. Это уравнение, за исключением

Уравнение (2.18) - нелинейное и получило название уравнения Риккати. Это уравнение, за исключением

Уравнение (2.18) - нелинейное и получило название уравнения Риккати. Это уравнение, за исключением

Уравнение (2.18) - нелинейное и получило название уравнения Риккати. Это уравнение, за исключением

Уравнение (2.18) - нелинейное и получило название уравнения Риккати. Это уравнение, за исключением

Уравнение (2.18) - нелинейное и получило название уравнения Риккати. Это уравнение, за исключением

Уравнение (2.18) - нелинейное и получило название уравнения Риккати. Это уравнение, за исключением

нием частных слу
чаев, не интегрируется в квад
ра
турах [24].
Широкое внедрение современ
ных пер
сональных компьютеров в практику научных
иссле
дований позволило частично изме
нить подходы к решению задач. Численное решение
уравнения (2.18) по
зволяет получить графики исследуемых режимов. Однако с целью
умень
ше
ния трудоемкости вычислительного процесса реко
мендуется чис
ленное решение не
только нелинейных, но и линей
ных уравнений, которые имеют аналити
ческое реше
ние.
Этот факт, ни в коем случае, не умаляет важность знания соответствую
щих курсов высшей
математики, а только подтверждает необходимость поиска рациональ
ных подходов к
исследова
тельному процессу. Ценность ана
литического решения особенно важна, когда
решение по
зволяет уста
новить общие закономерности и обобщить по
лученные результат

Широкое использование персональных компьютеров и современных математических пакетов в научных исследованиях позволили совершенно по новому подойти к реше
нию
самых сложных задач динамики машин, многие из которых были отложены до насто
ящего
времени из-за большой трудоемкости вычислительных процедур. Эти проблемы вы
ходят за рамки настоящей работы, поэтому
ограничимся только их упоминанием
Для рассматриваемой задачи эти процедуры затруднительны, так как
нахождение ... связано с решением трансцендентного уравнения. Поэтому для
аналитического решения задачи необходимо поэтапное нахождение искомых функ
ций

С.Н.БЪЧВАРОВ, В.Д.ЗЛАТАНОВ, С.Г.ДЕЛЧЕВА-АТАНАСОВА, И.Г.ЯНЧЕВ
**ДИНАМИКА МАШИННОГО АГРЕГАТА С УПРУГИМ ВАЛОМ
И ЛИНЕЙНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА**

1 Бъчваров С.Н. Динамика машинного агрегата с упругим валом и линейной характеристикой исполнительного механизма / С.Н. Бъчваров, В.Д. Златанов, С.Г. Делчева-Атанасова, И.Г. Янчев // Теория механизмов и машин. Санкт-Петербургский государственный политехнический университет. – 2004. – Т.2, №3. – С. 62–74.

2 Евграфов А.Н. Расчет и проектирование механизмов и машин с помощью ЭВМ / А.Н. Евграфов – СПб.: СПбГТУ, 1992. – 80 с.

3 Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов /В.Л. Вейц. – Л.: Машиностроение, 1969.– 368 с.

4 Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах / С.Н. Кожевников – Киев: Наукова думка, 1986. – 288 с.

5 Коловский М.З. Динамика машин / М.З. Коловский – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-е, 1989.– 263 с.

1. Зиновьев В.А. Основы динамики машинных агрегатов / В.А. Зиновьев, А.П. Бессонов. – М.: Машиностроение, 1964. – 240 с.
Кенио Т. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 200 с.

8. Заключение

В представленном исследовании изучена динамика разбега машинного агрегата с управляемой фрикционной муфтой между двигателем и исполнительным механизмом. Асинхронный электродвигатель с короткозамкнутым ротором, раскручен до своей синхронной угловой скорости, а исполнительный механизм имеет линейную механическую характеристику и приводится в движение из состояния покоя. Определены законы движения машины на двух этапах его разбега: этапа пробуксовки (скольжение в фрикционной муфте) и этапа совместного раскручивания. Представлена методика вычислений. Найден динамический крутящий момент, действующий на трансмиссионный вал на обоих этапах. Теоретические результаты проиллюстрированы численным моделированием конкретного технического примера.

По сравнению с исполнительным механизмом с постоянным моментом сопротивления [7], время выравнивания скоростей двигателя и исполнительного механизма уменьшилось на 40%. Время затухания колебательного процесса уменьшается на 42%, а амплитуда колебаний вала исполнительного механизма машины существенно уменьшилась. Динамическая нагрузка трансмиссионного вала более значительна в случае исполнительного механизма с постоянным моментом сопротивления, при котором время установления стационарного процесса более длительное.

7. Пример

Полученные результаты проиллюстрированы численным примером на основе технической характеристики многофункционального прессавтомата с перенастройкой МРА-1РМ, произведенного в ТИКЕ-АД Пловдив. Для автомата: $J_M = 0,192 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$,

$J_W = 130 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, $T_{Fr, \max} = 92 \text{ Нм}$, $i = 41,6$, $J_{Gnp} = 0,02 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Для асинхронного электродвигателя с короткозамкнутым ротором АМ-132-М-6: $N_{nom} = 5,5 \text{ кВт}$, $n = 950 \text{ об/мин}$, $a = 1149,93 \text{ Нм}$ и $b = 10,98 \text{ Нмс}$. Коэффициенты момента сопротивления $c_1 = 961,7 \text{ Нмс}$, $c'_1 = 0$, а жесткость вала $c = 13178 \text{ Нм}$.

Изменение угловых скоростей $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ и нагрузки T зубчатой передачи показаны на рис.3 – 5.

Примем следующие допущения: система жесткая, без зазоров; моменты инерции, относящиеся к основным валам, неизменны, относящиеся к промежуточным валам, если такие есть, равны нулю; отношение $i = \frac{\omega}{\omega_M}$ и КПД передачи η - постоянны. Момент инерции примерно постоянен. +см.стр.220 распечатки.

Механические характеристики рабочих машин и механизмов разнообразны, каждая машина имеет свои особенности, а, следовательно, и свою характеристику. Однако механические характеристики некоторых машин и механизмов имеют общие закономерности, благодаря которым их можно объединить в отдельную группу. Исходя из этих соображений, рабочие машины и механизмы можно разделить на следующие классы:

1. К машинам первого класса относятся такие, у которых момент сопротивления не зависит от угловой скорости, т. е. $M_c = \text{const}$, например подъемные краны, лебедки, лифты, конвейеры с постоянной загрузкой и некоторые другие механизмы. В данных машинах момент равен произведению силы на плечо, как у подъемных механизмов, и не зависит от скорости подъема. Поэтому характеристики данного класса машин получили название крановых.

2. Машины второго класса — это те, у которых статический момент пропорционален угловой скорости. Их механическая характеристика имеет линейно-возрастающий характер, ее можно выразить уравнением прямой линии $M_c = A + B\omega$. Коэффициенты A и B легко найти из рисунка.

Естественно, приведенные выше виды характеристик не исчерпывают всех существующих случаев, однако данная классификация дает понятие о механических характеристиках производственных механизмов.

Механика промышленных роботов: Учеб. пособие для вузов: В 3 кн./Под ред. К. В. Фролова, Е. И. Воробьева. Кн. 2: Расчет и проектирование механизмов/Е. И. Воробьев, О. Д. Егоров, С. А. Попов. — М.: Высш. шк., 1988. — 367 с.: ил. ISBN 5-06-001134-8

В книге рассмотрены методы расчета и проектирования механизмов промышленных роботов: основных, передаточных, механизмов схватов, уравновешивания и развязки движений. Изложены способы определения интегральных и дифференциальных характеристик манипуляторов. Описаны методы синтеза манипуляторов по заданным положениям объекта. Даны примеры расчета и проектирования механизмов манипуляторов.

Коловский М.З., Слоущ А.В. Основы динамики промышленных роботов. М.: Наука. Гл. ред. физ.мат. лит., 1998. 240 с.

Механика промышленных роботов: Учеб. Пособие для вузов: В 3 кн./ Под ред. К.В. Фролова, Е.И. Воробьева. Кн.2: Расчет и проектирование механизмов / Е.И. Воробьев, О.Д. Егоров, С.А. Попов. – М.: Высш. шк., 1988. – 367 с.: ил.

Механика промышленных роботов: Учеб. пособие для вузов: В 3-х кн. / под ред. К.В.Фролова, Е.И.Воробьева. – М.: Высш.шк., 1988.

Список литературы диссертационного исследования кандидат технических наук Альван Хассан М., 2003 год

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. М.: Наука, Гл. Ред. Физ. мат. лит., 1968. 560с.
2. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. М.: Высшая школа, 1980. 408 с.
3. Бруевич Н.Г., Сергеев В.И. Основы нелинейной теории точности и надежности устройств. М.: Наука, 1976. - 134с.
4. Бурдаков С.Ф., Первозванский А.А. Динамический расчет электромеханических следящих приводов промышленных роботов. Учебное пособие. -Л.: изд. ЛПИ.1982 72с.
5. Бурдаков С.Ф. Элементы теории роботов /механика и управление. Учебное пособие. -Л.: изд. ЛПИ, Ленинград, 1985.-88с.
6. Бурдаков С.Ф., Дьяченко В.А., Тимофеев А.Н. Проектирование манипуляторов промышленных роботов и роботизированных комплексов. М.: Высшая школа, 1986, 264с. : ил.
7. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1969.-370с.
8. Вейц В.Л., Коловский М.З., Кочура А.Е. Динамика управляемых машинных агрегатов. М.: Наука, 1984. - 351с.
9. Галиуллин А. С. Методы решения обратных задач динамики: М.: Наука, 1986.224с.
10. Гантмахер Ф.Р. Теория матриц. 4-е изд. М. : Наука. Гл. Ред. Физ. -мат. Лит., 1988.
11. Дарков А.В., Шпиро Г.С. Сопrotивление материалов. Изд. М. Высшая школа, 1969. 734с.
12. Динамика и управления роботами./ Под ред. Е.И. Юревича. М.: Наука. 1984.-336с.
13. Евграфов А.Н., Евграфова Е.А., Слоущ А.В. Управление движением плоской платформы с избыточными входами. Конференция по машинам и аппаратам текстильной и легкой промышленности, посвященная 60 летию механического факультета СПбГТУ, СПб, 1998.

14. Зенкевич С.Л., Ющенко А.С. Управление роботами. Основы управления манипуляционными роботами : Учеб. Для вузов М. : Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. - 400с., ил.
15. Каразин В.И. Теория механизмов и машин. Динамика энергетических машин. СПбГТУ, 1997.56с.
16. Каразин В.И. Теория механизмов и машин. Динамика механизмов. СПбГТУ, 1998. 24с.
17. Кикин А.Б., Пейсах Э.Е. Пакет программ для аналитических преобразований при кинематическом исследовании рычажных механизмов и манипуляторов. В кн.: Динамика и алгоритмы управления роботов - манипуляторов . - Иркутск: ИПИ, 1982, с. 17 - 25.
18. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. Киев : Изд. АН УССР, 1961. - 160с.
19. Колесников Д.Н., Душутина Е.В., Пахомова В.И. Введение в MATLAB с примерами решения задач оптимизации и моделирования: Учебное пособие. СПбГТУ. СПб. 1995 116с.
20. Коловский М.З., Маслов В.И. Элементы теории роботов и манипуляторов. Учебное пособие. ЛПИ, Ленинград, 1981.
21. Коловский М.З., Слоуш А.В. Основы динамики промышленных роботов. М.: Наука, Гл. Ред. Физ. мат. Лит., 1988. 240с.
22. Коловский М.З. О структуре механизмов и алгоритмах их кинематического и силового анализа. Проблемы машиностроения и надежности машин. 1992.№.4.с.815.
23. Коловский М.З. Теория механизмов и машин /Структура машин и механизмов. Геометрический и кинематический анализ. СПбГТУ. СПб., 1993.
24. Коловский М.З. Теория механизмов и машин /Силовой расчет. Динамические характеристики механизмов. СПбГТУ. СПб., 1994.
25. Коловский М.З. О методах кинематического и параметрического исследования механизма с помощью уравнений равновесия. Проблемы машиностроения и надежности машин. 1994.№.4.с.2328.
26. Коловский М.З. Теория механизмов и машин /Динамика машин. СПбГТУ. СПб., 1995.
27. Коловский М.З. Автоматизация и управление в машиностроении, механотроника. Проблемы машиностроения и надежности машин. 1997.№.2.с.9298.
28. Коловский М.З., Слоуш А.В. Об управлении движением замкнутых рычажных механизмов с избыточными входами. Труды 2 летней школы Нелинейные колебания 97 . Институт проблем машиноведения РАН. 1998.

29. Коловский М.З., Петров Г. Н., Слоущ А.В. Об определении собственных частот позиционирующей платформы с упругими приводами. Проблемы машиностроения и надежности машин.1999.№.5.с.2730.
30. Коловский М.З., Петров Т.Н., Слоущ А.В. Об управлении движением замкнутых рычажных механизмов с несколькими степенями свободы. Проблемы машиностроения и надежности машин.2000.№.4.с.
31. Кoryткo O.Б., Юдин В.И. К расчету собственных частот манипулятора промышленного робота в общем случае // Управление робототехническими системами и их очуствление. М.: Наука, 1983.
32. Лойцянский Л.Г., Лурье А.И. Курс теоретической механики: Статика и кинематика. Изд. М.: наука, 1982. 352с.
33. Лурье А.И. Аналитическая механика. М.: Физматгиз. 1961. 824 с.
34. Медведев В.С., Лесков А.Г., Ющенко А.С. Системы управления манипуляционных роботов. М.: Наука, 1978.
35. Петров Г.Н., Хлебосолов И.О. Теория механизмов и машин. Расчет машинного агрегата. СПбГТУ, 1997. 36с.
36. Платонов А.К. Геометрические преобразования в робототехнике. М.: Знание, 1988. 32с.(новое в жизни , наука, технике. Сер. "математика, кибернетика ";№4).
37. Поздеев Д.А. Динамика приводов промышленных роботов -манипуляторов: учеб. Пособие. Чебоксары, 1990. 56с.
38. Пол Р. Моделирование планирование траекторий и управление движением робота манипулятора, пере, с англ. Главная редакция физ. - мат. Лит. Изд. Наука, 1976, 140с.
39. Попов Е. П., Зенкевич С.Л., Верещагин А.Ф. Манипуляционные роботы: динамика и алгоритмы. Главная редакция физико -математической литературы изд. Наука, 1978, М., 400с.
40. Рыбак Л.А., Синев А.В., Пашков А.И. Синтез активных систем виброизоляции на космических объектах. М. : Янус - К , 1997. -160с., илл.
41. Черноусько Ф.Л., Болотник Н.Н., Градецкий В.Г. Манипуляционные роботы: динамика, управление, оптимизация. Гл. Ред. Физ. мат. Лит., М.: Наука, 1989. 368с.
42. Янг Д.С., Ли Т.У. Исследование кинематики манипуляторов платформенного типа. Конструирование. 1984. №.2. с.264272.
43. Atul Vajpai, Bernard Roth. Workspace and mobility of a closed loop manipulator. Int. J. Robotics res. 1986. V. 5.№.2. p. 131142.

44. Dietmair P. The Stewart Gough platform of general geometry can have 40 real postures. *Advance in robot kinematics : Analysis and control*, 1998. pp. 7-16. Kluwer Academic publishers.
45. Doik Kim and Wankyun Chung. Analytic singularity equation and analysis of six DOF parallel manipulators using local structurization method. *IEEE, Transaction on Robotics and Automation*, August 1999. vol.15, No.4, c.612621.
46. Dong Soo Kwon, Se Kyong Song . A microsurgical telerobot system with a 6 DOF haptic master device. *Pro. Of the 2000 int. Symposium on mechatronics and intelligent mechanical systems for 21 century*, Korea ,2000, pp. 65-71.
47. Drof Richard C., *Robotics and automated manufacturing*, Reston, Virginia, 1983. 190p.
48. Edward Kafriksen, Mark Stephans. *Industrial robots and robotics*, Reston, Virginia, 1984. 396p.
49. Fichter E.F. A Stewart platform based manipulator; general theory and practical construction. *Int. J. Robotics res.* 1986. V. 5.No.2. p. 157182.
50. Fu K.S., Gonzalez R.C., Lee C. S. *Robotics, control, sensing, vision, and intelligence*. McGraw Hill. 1987.580 pp .
51. Huang Yuzhen, Fu Guangwei, Jiang Xueqian, Wu Wenda. Forward displacement analysis of a special Stewart Gough platform.
52. Khalil W., Guegan S. A new method for the dynamic formulation of parallel manipulators, <http://www.ircevn.fr>.
53. Kolovsky M.Z., Evgrafov A.N., Semenov Y.A., Sloush A.V. *Advanced theory of mechanisms and machines*. Translated by Lilov L., Springer, 2000.
54. Litvin F. L., Zhang Yi ,Parenti Castelli V., Innocenti C. Singularities, configurations, and displacement functions for manipulators. *Int. J. Robotics res.* 1986. V. 5.No.2. p. 5265.
55. Luc Baron, and Jorge Angeles . The direct kinematics of parallel manipulators under joint sensor redundancy. *IEEE, Transaction on Robotics and Automation*, February 2000.vol.16, No.1, c.1219.
56. McCarthy J. M. Dual orthogonal matrices in manipulator kinematics. *Int. J. Robotics res.* 1986. V. 5.No.2. p. 4551.
57. Min Jie Liu, Cong Xin Li, and Chong Ni Li. Dynamics analysis of the Gough Stewart platform manipulators. *IEEE, Transaction on Robotics and Automation*, February 2000.vol. 16, No. 1, c.9498.
58. Miomir Vukobratovic, Veljko Potkonjak. *Dynamics of manipulation robots theory and application*, Springer Verlag Berlin, Heidelberg. 1982.303p.

59. Nair R. Maddocks J.H. On the forward kinematics of the parallel manipulators. The International Journal of Robotics Research, Vol 13, No.2 , April 1994, pp. 171-188.

60. Paul B., Rosa J. Kinematics simulation of serial manipulators. Int. J. Robotics res. 1986. V. 5.No.2. p. 1431.

61. Se Kyong Song, Dong Soo Kwon. New methodology for the forward kinematics of 6 DOF parallel manipulators using tetrahedron configurations. IEEE int. On robotics and automation, 2001, pp. 1307 -1312.

62. Wesley E. Snyder, Industrial robots computer interfacing and control, Englewood Cliffs, New Jersey, 1985. 324p.

Научная библиотека диссертаций и авторефератов disserCat <http://www.dissercat.com/content/dinamika-i-upravlenie-dvizheniem-robototekhnicheskikh-sistem-s-izbytochnymi-vkhodami#ixzz43ZdVogWl>

