

ԼԻՍԵՆՆԵՐԻ ԵՎ ՍՈՆԻՆԵՐԻ ԾԱՔԱԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ԳՆԱՀԱՏՄԱՆ ՄԵԹՈԴ
Ս.Ստակյան, Կ. Իսախանյան

Պատասխանատու և ծանրաբեռնված մեքենանասերի, որոնց բլին են պատկանում տարբեր նշանակման լիսենները և սոնինները, հուսալիության բարձրացումը և կրողակա- նության գոյապաշարի լրիվ օգտագործումը թելադրում են հոգնածային վնասվածքներ ստացած մեքենանասերի համար մշակել ճաքակայունության հաշվարկի ժամանակակից ճարտարագիտական մեթոդներ: Չնայած այդ բնագավառում իրականացրած զգալի ծա- վալի տեսական և կիրառական հետազոտությունների, մինչև այժմ չկան հստակ երաշ- խիքներ մեքենանասերի հոգնածային վնասվածքների փուլային կուտակման, ինչպես նաև վիճակագրական տվյալներ հոգնածային քայքայման փուլերի պարամետրերի վերա- բերյալ, որոնք անհրաժեշտ են ճաքակայունության և մնացորդային գոյապաշարի քանա- կական գնահատման համար:

Հոգնածային փորձարկումների ժամանակ փորձանմուշների աշխատանքային հատ- վածների մագնիսական պարամետրերի հետազոտումը ցույց է տվել, որ դրանց փոփո- խությունը ցիկլային երկարակեցությունից կրում է ալիքաձև բնույթ, իսկ միջին արժեք- ները աճի միտումներ: Դրանց ալիքաձև Ֆունկցիաների տեղային ծայրահեղ արժեքները համապատասխանում են հոգնածային քայքայման փուլերի սահմաններին I-ին կուբա- ցիոն, II-նյութի ամբողջության խախտման, III-միկրոճաքերի կայուն աճի, IV-մակրոճաքերի անկայուն (կրիտիկական) աճի և վերջնաքայքայման:

Ցույց է տրված, որ բազմացիկլային հոգնածության գոտում քայքայման I-IV փուլերի սահմանները բնութագրող մաթեմատիկական մոդելները կարելի է ներկայացնել միաս- նական տեսքի և փոփոխական ցրվածք ունեցող զծային կոռելյացիոն հավասարումների ընտանիքներով $a_{xy} = f_1(y)$, $\delta^2_{xy} = f_2(y) = \text{var}$, որոնք ունեն հետևյալ տեսքը
ա) թեք հատվածում

$$X_y = (x + z_p s_x) + (b_{xy} + z_p s_b)(y - y) = a + b_{xy} y, \quad (1)$$

բ) հորիզոնական հատվածում

$$y_r = y_r (1 + z_p v_{y_r}), \quad X_G = a + b_{y_r} y_r, \quad (2)$$

որտեղ $y = \lg \sigma$, $x = \lg N$, իսկ մնացած վիճակագրական բնութագրերը կորելյացիայի և ռե- գրեսիայի վերլուծության հանրահայտ պարամետրերն են:

ճաքակայունության քանակական գնահատման նպատակով առաջադրված են հա- րաբերական գործակիցների երկու խումբ, որոնք ըստ ցիկլային ամրության և երկարակե- ցության հաշվի են առնում

ա) քայքայման առանձին փուլերի համեմատությունը վերջնական փուլի նկատմամբ նմա- նատիպ փորձանշումների յուրաքանչյուր շարք փորձարկումների ներսում, երբ համե- մատվում են նույն փորձանշումների I-IV, II-IV և III-IV փուլերը

$$\delta \sigma_j = \sigma_{RNj} / \sigma_{RNP}, \quad \delta N_j = N_j / N_p, \quad j=1,2,3$$

(3) որտեղ σ_{RNj} , σ_{RNP} -ն սահմանափակ դիմացկունության սահմաններն են տվյալ փուլի և վերջնաքայքայման դեպքում ($N = \text{const}$), իսկ N_j , N_p -ն նույնը երկարակեցությունների համար ($\sigma = \text{const}$),

բ) հետազոտվող գործոնի (լարումների կուտակում, մասշտաբային երևույթ, կոռոզիա, ջերմամշակում և այլն) ազդեցությունը տարբեր փուլերում տարատիպ փորձանմուշների երկու շարք փորձարկումների դեպքում, երբ համեմատվում են տարատիպ փորձանմուշ- ների I-I, II-II, III-III և IV-IV փուլերը

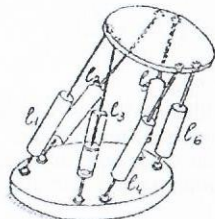
$$K_{\sigma v} = \sigma_{RNv} / \sigma_{RN0}, \quad K_{Nv} = N_v / N_{0v}, \quad (4)$$

որտեղ "v" ինդեքսը ցույց է տալիս փուլը $v = 1 \dots 4$, իսկ "ֆ"-ն հետազոտվող գործոնի ազ- դեցությանը փորձանմուշի տվյալները:

Հաշվի առնելով, որ (3) և (4) –ի մեջ մտնող մեծությունները որոշվում են (1) և (2) հավասարումների ընտանիքներով, նշված հարաբերական գործակիցները պայմանական պատահական մեծություններ են, որոնց հաշվարկի համար հոգնածային քայքայման տարբեր փուլերում (1) և (2) –ի օգտագործմամբ ստացվում են քվանտիլային կորերի նոր ընտանիքներ: Վերջիններս հիմք են այդ գործակիցների հավանական արժեքների (ոռնոգրամների կառուցման համար, որոնք հաշվի են առնում ցիկլային գերլարումների, երկարակեցությունների և չքայքայման հավանականությունների նախասպես տրված մակարդակները:

ՋՈՒԳԱՅԵՈՒ ՄԱՆԻԴՈՒԼՅԱՏՈՐՆԵՐԻ ԿԻՆԵՄԱՏԻԿԱԿԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ԱԼԳՈՐԻԹՄԸ ԵՎ ԾՐԱԳՐԱՅԻՆ ԱՊԱՅՈՎՈՒՄԸ
 Կ.Արզումանյան, Կ.Ստեփանյան, Ա.Ջգմաշյան

Տարածության մեջ տեղադրված մարմինը սֆերիկ հողակապերով վեց ձողերի օգնությամբ անշարժ հիմքին միացնելու դեպքում ստացվում է տարածական ֆերմա: Տվյալ կառուցվածքը շարժական դարձնելու համար ձողերին հնարավորություն է տրվում փոփոխել իրենց երկարությունները, դրանց վրա տեղադրելով, օրինակ, գծային շարժաբեռներ (Նկ.1): Նման կառուցվածքով մանիպուլյատորները կոչվում են հենահարթակային կամ զուգահեռ [1,2], ինչպես նաև "Կ-կորդիինատային" [3], նկատի ունենալով, որ այստեղ ընդհանրացված կորդիինատների դեր են կատարում ձողերի l երկարությունները: Այս մանիպուլյատորները բաղկացած են մանիպուլյացվող օբյեկտից (հենահարթակից), հիմքից և դրանք միմյանց միացնող զուգահեռ դասավորված կինեմատիկ շղթաներից, որոնք կարող են լինել ինչպես փոփոխական երկարության ձողեր, այնպես էլ ավելի բարդ լծակային համակարգեր: Տնտեսության տարբեր ոլորտներում այդ մանիպուլյատորների լիարժեք ներդրման համար անհրաժեշտ է լուծել մի շարք խնդիրներ, կապված դրանց կառուցվածքի, կինեմատիկ և դինամիկ պարամետրերի ու կառավարման համակարգի ընտրության հետ:

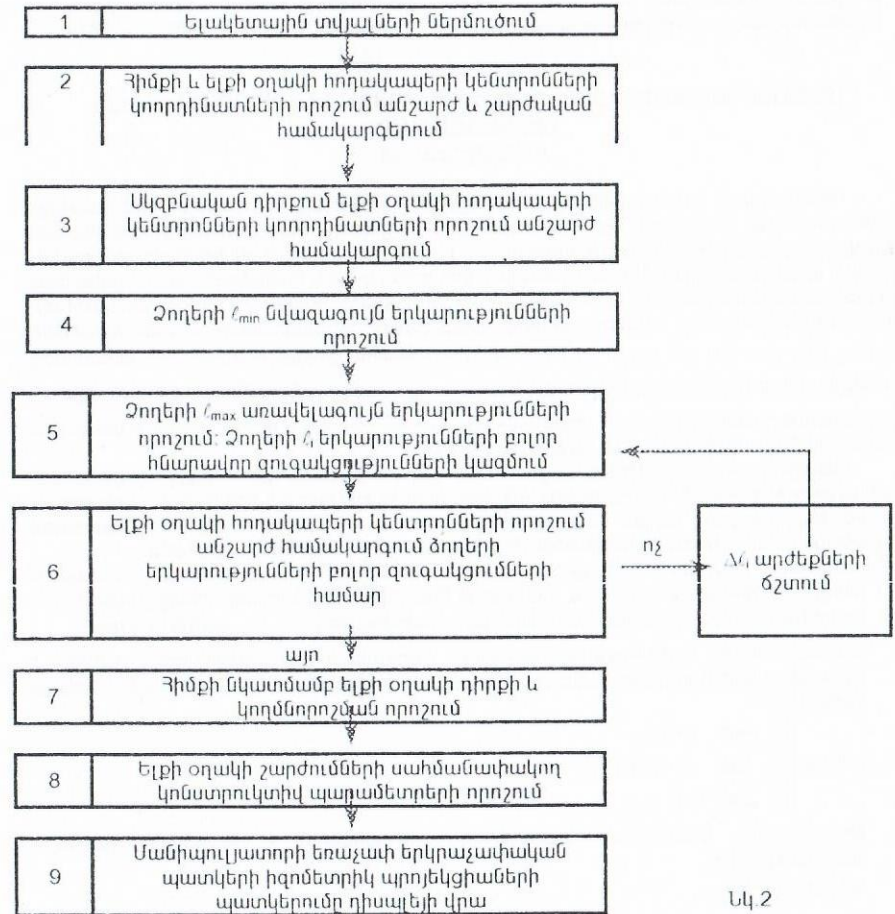


Նկ.1

Չուգահեռ մանիպուլյատորների կինեմատիկական հաշվարկը կայանում է տրված աշխատանքային տիրույթի սպասարկումը ապահովող մեխանիզմի պարամետրերի որոշման մեջ, այսինքն՝ այնպիսի տարածության սպասարկում, ուր տեղաշարժվում է ելքի օղակի որևէ բնութագրական կետը կամ կետերի համախմբությունը ֆունկցիոնալ խնդիրներն իրագործելիս: Այդ պարամետրերի թվին պատկանում են վեց ձողերի երկարությունների փոփոխման տիրույթները, ելքի օղակի և հիմքի հողակապերի կենտրոնների կորդիինատները և մեխանիզմի օղակների չափերը:

Չուգահեռ մանիպուլյատորների համար կինեմատիկայի ուղիղ խնդիրը տարածության մեջ ելքի օղակի դիրքերի, մեխանիզմի օղակների արագությունների և արագացումների որոշելն է, երբ տրված են վեց ձողերի երկարությունների փոփոխման $l_i = l_i(t)$ օրենքները [4]: Հակադարձ խնդիրը վեց ձողերի երկարությունների որոշումն է, երբ տարածության մեջ տրված են ելքի օղակի դիրքերը և երկրաչափական բնույթի սահմանափակումները: Վերջիններս կախված են մեխանիզմի օղակների չափերից: Այս խնդիրները կարելի է բաժանել դիրքերի, արագությունների և արագացումների ուղիղ և հակադարձ խնդիրների: Զանրի որ ստորև բերված դիրքերի ուղիղ խնդիր լուծման մեթոդը թույլ է տալիս որոշել զու-

գահեռ մանիպուլյատորի ելքի օղակի տարբեր կետերի դեկարտյան կորդիինատները ժամանակի ցանկացած պահին, ապա օղակների շարժման արագությունների և արագացումների մեծությունները կարելի է որոշել հայտնի մեթոդների օգնությամբ:



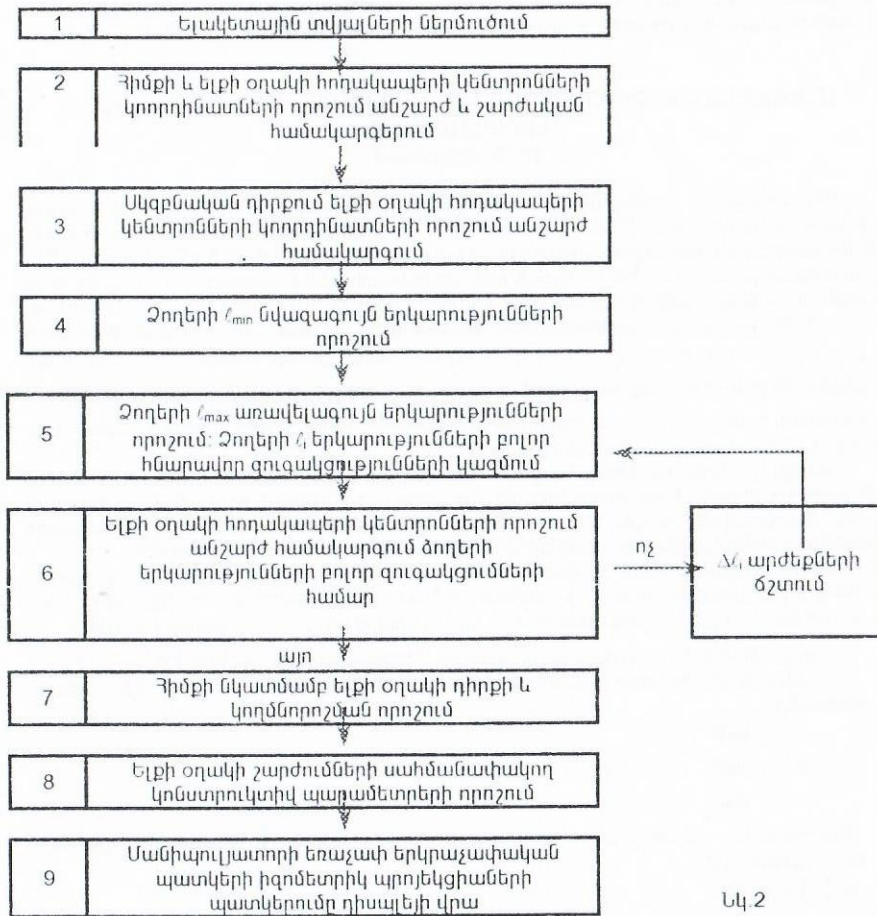
Նկ.2

Չուգահեռ մանիպուլյատորների կինեմատիկական հաշվարկի համար առաջարկվում է ալգորիթմ, որի բոլ-սխեման բերված է Նկ.2-ում: Համաձայն բերված ալգորիթմի մշակված է զուգահեռ մանիպուլյատորների կինեմատիկական հաշվարկի ծրագրային ապահովումը "C++" ալգորիթմական լեզվով, որը փորձարկված է թվային օրինակով:

Գրականություն

1. Gough V.E., Whitehall S.G. Universal tyre test machine // In: 9th. Internat. Automobile Technical Congress, May 1962, - P.117-137.
2. Stewart D. A platform with six degree of freedom // Proceedings of I. Mech. E, 1965-66. - Vol.180. - Pt.1. - 15. - P.371-386.

զահեռ մանիպուլյատորի էլքի օղակի տարբեր կետերի դեկարտյան կոորդինատները մասնակի ցանկացած պահին, ապա օղակների շարժման արագությունների և արագացումների մեծությունները կարելի է որոշել հայտնի մեթոդների օգնությամբ:



Նկ 2

Չուգահեռ մանիպուլյատորների կինեմատիկական հաշվարկի համար առաջարկվում է ալգորիթմ, որի բլոկ-սխեման բերված է նկ 2-ում: Համաձայն բերված ալգորիթմի մշակված է զուգահեռ մանիպուլյատորների կինեմատիկական հաշվարկի ծրագրային ապահովումը "C++" ալգորիթմական լեզվով, որը փորձարկված է բժային օրինակով:

Գրականություն

1. Gough V.E., Whitehall S.G. Universal tyre test machine // In.: 9th. Internat. Automobile Technical Congress, May 1962, - P.117-137.
 2. Stewart D. A platform with six degree of freedom // Proceedings of I. Mech. E., 1965-66, - Vol.180, - Pt.1, - 15, - P.371-386.

որտեղ \bar{x}_p -ն x -ի P հավանականությանը համապատասխանող մեծությունն է, \bar{x} , s -ը x -ի ընտրանքային միջինն է և միջին քառակուսային շեղումը, իսկ z_p -ն Լապլասի ֆունկցիայի քվանտիլը:

5. Նորմալ բաշխված մեծությունների վստահական միջակայքերի կառուցման նպատակով վերցվում է այդ մեծությունների 4-6 մակարդակ և դրանց համար հաշվարկվում են վերին և ստորին վստահական արժեքները:

$$x_p^{(B)} = \bar{x} + t_{1-\beta} [n-1; \Delta] \frac{s}{\sqrt{n}}, \quad x_p^{(H)} = \bar{x} + t_{1-\beta} [n-1; \Delta] \frac{s}{\sqrt{n}}, \quad (4)$$

ընդ որում $t_{1-\beta} [n-1; -\Delta] = -t_{\beta} [n-1; \Delta]$, որտեղ $x_p^{(B)}$, $x_p^{(H)}$ -ն համապատասխանաբար վերին և ստորին վստահական միջակայքերի արժեքներն են, $\Delta = z_p \sqrt{n}$ -ն Ստյուդենտի բաշխման ապակենտրոնության գործակիցն է, իսկ t_{β} քվանտիլը հաշվարկվում է հետևյալ բանաձևով:

$$t_{\beta} = \frac{\left(1 - \frac{1}{4k}\right)\Delta + z_{\beta} \sqrt{\left(1 - \frac{1}{4k}\right)^2 - \frac{z_{\beta}^2}{2k} + \frac{\Delta^2}{2k}}}{\left(1 - \frac{1}{4k}\right)^2 - \frac{z_{\beta}^2}{2k}}$$

6. Վերջին բայը վերադարձ է իրական բաշխման արժեքներին և այդ արժեքների համար կառուցվում են իրական վստահական միջակայքերը:

УНИФИЦИРОВАННЫЙ ПОДХОД К СИЛОВОМУ АНАЛИЗУ МНОГОЗВЕННЫХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ПЕРЕДАТОЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ
 Р. Джавахян, З. Аюпджанян, К. Гаспарян, П. Ахунян

Несмотря на большие функциональные возможности пространственных рычажных механизмов, их широкое применение ограничивается сложностью математического моделирования кинематики и кинестатики, а также отсутствием эффективных методов кинематического анализа, синтеза и силовой оптимизации этих механизмов.

Объектами исследования являются однодвигательные многозвенные пространственные передаточные механизмы (МПНМ), образованные последовательным соединением одно-, двух- и трехподвижных четырехзвенников, содержащих вращательные (В), поступательные (П), цилиндрические (Ц) и сферические (без пальца (С) и с пальцем (СП)) кинематические пары, расположенные в любом порядке, за исключением сферической и сферической с пальцем пары со стойкой.

Введены понятия условной кинематической пары (У), условного входного звена (УУ) и условной двухзвенной цепи (УУУ).

Известно, что силы реакции в кинематических парах, входящих в состав рассматриваемых механизмов, могут приводиться к главному вектору и главному моменту, а в случае сферической пары — к равнодействующей. В основу унификации силового анализа заложена обобщающая (в смысле сил реакций) все кинематические пары механизма условная кинематическая пара У, главный вектор $\vec{R} (K_1R_x, K_2R_y, K_3R_z)$ и главный момент $\vec{M} (K_4M_x, K_5M_y, K_6M_z)$ сил реакции которой имеют все три составляющие по трем взаимноперпендикуляр-

ныи осям. Причем предлагаемая система сил реакции условной пары определенным набором коэффициентов K_m ($m = 1, \dots, 6$), принимающих значения 0 или 1, сводится к системам сил реакции реальных кинематических пар.

Возможные варианты входного звена рассматриваемых механизмов сведены к одной расчетной схеме УУ, в которой обе его кинематические пары являются условными. Из уравнений равновесия условного входного звена выводятся уравнения равновесия для восьми вариантов возможных реальных входных звеньев рассматриваемых четырехзвенников.

Особенностью двухзвенных цепей механизмов рассматриваемого класса является двухстержневая конструкция второго звена цепи, первый стержень которого является как бы выходным звеном предыдущего, а второй - входным звеном последующего четырехзвенников. Замена всех кинематических пар двухзвенной цепи условными приводит к условной двухзвенной цепи типа УУУУ, из уравнения равновесия которой получаются уравнения равновесия для 104 вариантов реальных двухзвенных цепей.

При силовом анализе одноподвижный механизм разбивается на двухзвенные цепи, включающие шатун и входное звено каждого из составляющих четырехзвенников. Из уравнений равновесия условной двухзвенной цепи УУУУ посредством коэффициентов K_m , принимающих значения 0 или 1, получаются уравнения равновесия каждой двухзвенной цепи исследуемого механизма. В случае статической неопределенности последней двухзвенной цепи рассматривается ее равновесие вместе с предыдущей двухзвенной цепью и т.д. до образования статически определенной кинематической цепи. Затем на базе уравнений равновесия условного входного звена УУ выполняется кинестатический расчет входного звена исследуемого механизма.

Алгоритм силового анализа иллюстрирован на примере восьмизвенного пространственного механизма ВССпВЦЦЦЦЦП, образованного последовательным соединением пространственных четырехзвенников ВССпВ, ВЦСЦ и ЦЦЦП. Последняя двухзвенная цепь статически неопределима, т.к. содержит 13 неизвестных, поэтому рассматривается и равновесие четырехзвенной цепи ЦЦЦЦП. Цепь включает 24 неизвестных при 24 уравнениях. Первые 12 уравнений равновесия составляются для цепи ЦЦП, а остальные 12 - для цепи ЦСЦ. Следующая двухзвенная цепь ССпВЦ статически определима и рассматривается отдельно. Затем рассматривается равновесие входного звена типа ВС.

Таким образом, силовой анализ всех механизмов рассматриваемого класса выполняется с использованием полученных единых уравнений равновесия двухзвенной условной цепи и условного входного звена, что позволяет значительно упростить и унифицировать поставленную задачу. Методика легко поддается алгоритмизации и является основой для разработки пакета прикладных программ силовой оптимизации пространственных рычажных механизмов.

ԼԱՎԱՐԿԱԾ ՄԵԽԱՆԻԿԱԿԱՆ ՓՈՐՁԱՐԿՈՒՄՆԵՐԻ ԿԱԶՄԱԿԵՐՊՈՒՄԸ ՄԻԱԶՈՓ ԳԻՃԱԿԱԳՐԱԿԱՆ ԽՆԴՐԻ ՇՐՋԱՆԱԿՆԵՐՈՒՄ

Մ. Ստակյան, Ա. Ղեմիրիանյան

Մեխանիկական փորձարկումների ծրագրավորման հիմնական խնդիրներից կարևորագույնը գիտափորձի նվազագույն ծավալի ապահովման պայմաններում փորձի արդյունքների ծշակման ժամանակակից ճարտարագիտական մեթոդների ստեղծումն ու կիրառումն է:

Երկարատև մեխանիկական փորձարկումների լավարկված խնդրի լուծումը դեռևս չի ծշակված, իսկ առաջարկված եղանակները մեծածավալ և անկատար են կամ էլ պահանջում են հետազոտվող օբյեկտի պարամետրերի վերաբերյալ մանրամասն վիճակագրական տեղեկատվություն, որը մեծամասամբ բացակայում է:

Միաջախ վիճակագրական խնդիրներից դիտարկված է առավել հաճախ հանդիպող, համեմատաբար աշխատարար, ժամանակ և ֆինանսական միջոցներ պահանջող դեպքը զանգվածային հոգնածային փորձարկումները, որոնք իրականացվում են մեխանիկական ցիկլային գերլարումների որոշակի մակարդակով: Որպես տվյալների բազային համախումբ վերցված են $n = 500$ ծավալի, $d = 7,5$ մմ տրամագծով այլումինի ABT մակնիշի համաձուլվածքից պատրաստված փորձանմուշների հոգնածային փորձարկումների արդյունքները:

Յամակարգի օգնությամբ իրականացվում է վիճակագրական գիտափորձ, որը մոդելավորում է հոգնածային լաբորատորիայի սարքավորման զուգահեռ աշխատանքը և փորձի արդյունքների ստացումը՝ որոշակի սահմանային ծավալի ընտրանքի տեսքով: Օգտագործելով պատահական թվերի տվիչի մեթոդը՝ բազային համախմբից ($n_0 = 500$), որի բոլոր անդամները կողավորված են, ստեղծվում են $n_i < n_0$ ծավալի ընտրանքներ և հաշվարկվում են դրանց հիմնական վիճակագրական թվային բնութագրերը: Ստացված արդյունքների վիճակագրական կայունությունն ապահովելու նպատակով n_i ծավալի արհեստական ընտրանքների ձևավորման գործընթացը կրկնվել է n_i անգամ, ընդ որում n_i -ի փոքրացմանը զուգընթաց աճել են n_i -ի արժեքները: Յուրաքանչյուր (n_i, n_i) վիճակագրական գիտափորձի շարքի համար որոշվել են \bar{x}_i միջին, s_i^2 ցրվածքի, v_i փոփոխական գործակցի և n_i ծավալին համապատասխանող փորձարկումների գումարային երկարակետությունների լոգարիթմի ընդհանրացված արժեքները: Դիտարկված են $(450; 5)$ -ից մինչև $(30; 100)$ ծավալի վիճակագրական գիտափորձերի 17 շարք, իսկ արհեստական n_i ընտրանքների ընդհանուր թիվը 717 է:

Բացահայտված են ընտրանքային \bar{x}_i միջինների վիճակագրական կայունությունը և ցրվածքային s_i^2 , v_i բնութագրերի առնչությունները ընտրանքների n_i ծավալից: Ցույց է տրված, որ n_i ընտրանքները ենթարկվում են լոգարիթմական նորմալ բաշխման օրենքին, կատարված է (n_i, n_i) շարքերի լրիվ միագործոն ցրվածքային հետազոտություն և հաշվարկված են այդ ընտրանքների ընդհանրացված վիճակագրական բնութագրերի արժեքները հավանականությունների $P(N) = 0,5 \dots 0,999$ միջակայքի համար:

Առաջադրված է հարաբերական գործակիցների մի համակարգ, որը հնարավորություն է ընձեռում իրականացնելու ընտրանքի հիմնական վիճակագրական բնութագրերի հավանական գնահատումը փորձարկումների ծավալի փոփոխական դեպքում

$$\delta_{\bar{x}_i} = \bar{x}_0 / x_i, \delta_{s_i^2} = s_0^2 / s_i^2, \delta_{v_i} = v_0 / v_i, \delta_{\sum N_i} = \sum_{i=1}^{n_i} N_i / \sum_{k=1}^k N_k$$

Փաստորեն $\delta_{\bar{x}_i}$, $\delta_{s_i^2}$ և δ_{v_i} գործակիցները հաշվի են առնում փորձարկումների n_i ծավալի փոփոխման պատճառով առաջացած վիճակագրական բնութագրերի հարաբերական սխալները, իսկ $\delta_{\sum N_i}$ -ն փորձարկումների ժամկետների հարաբերական կրճատումը ($n_0 = 500$ ծավալի փորձարկումների նկատմամբ):

Բացահայտված են կոռելյացիոն կապեր նշված գործակիցների և ընտրանքների H_i ծավալների միջև և ստացված է գծային ռեգրեսիայի հավասարումների համակարգ, որը հնարավորություն է ընձեռում կառուցել $\delta_{x_i} - \delta_{x_i'} - \delta_{x_i} - \delta_{\sum N_i} - P(N)$ նոմոգրամը, հաճախորդի կարելի է լուծել հետևյալ խնդիրները

ա) ճշտել δ_{x_i} , $\delta_{x_i'}$ և δ_{x_i} գործակիցների հավանական արժեքները, որոնք ստացվել են n_i փոքր ծավալի փորձարկումների արդյունքներով և երկարակեցության հաշվարկներում դրանք հասցնել մինչև $n_0 = 500$ ծավալով ստացված արդյունքներին,

բ) յուրաքանչյուր n_i ծավալի փորձարկումների համար կանխագուշակել δ_{x_i} , $\delta_{x_i'}$, δ_{x_i} հնարավոր սխալները և փորձարկումների տեսողության կրճատման $\delta_{\sum N_i}$ չափը,

գ) δ_{x_i} , $\delta_{x_i'}$, δ_{x_i} և $P(N)$ -ի տրված մակարդակների համար որոշել անհրաժեշտ փորձարկումների n_i ծավալը և կանխագուշակել փորձարկումների տեսողության կրճատման $\delta_{\sum N_i}$ չափը,

դ) համատեղ կամ մասնակի իրականացնել ա) -գ) խնդիրների լուծումը: Խնդիրների լուծման համար կազմված է SMDA-2 համակարգչային համալիր ծրագիր:

ՄԱԿԵՐԵԿՎՈՒԹԱՅԻՆ ԽՈՐՀՈՒԲՈՐԴՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ԿԱՆՎԱԾ ԾՓԱՏԱՏԱՆՈՒՄՆԵՐԻ ՓՈՐՁՆԱԿԱՆ ՈՒՄՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒՄԸ
Ա.Պողոսյան, Ա.Բախշյան, Ա.Թամրազով, Ա.Իսաջանյան

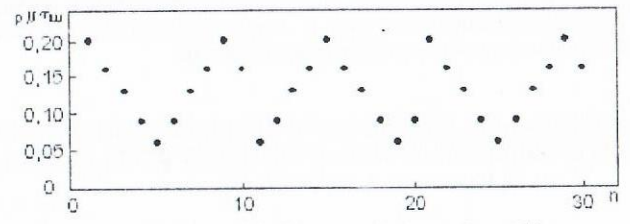
Շփահանգույցներում առաջացող տատանումները զգալիորեն տարբերվում են մեկը մյուսից կախված հանգույցի նշանակությունից, օրինակ ցածր (առանցքակալներ) կամ բարձր (արգելակներ) շփման արժեքներով: Արգելակման պահին առաջացող շփման ուժերը գերազանցում են մնացած ուժերը, ինչը տատանումներին տալիս է վառ արտահայտված ռելաքսացիոն բնույթ («Ստիկ-սլիփ»-ի երևույթը), որը խոչընդոտում է արգելակային սարքի հուսալի աշխատանքին: Դա արտահայտվում է ցնցումների տեսքով հատկապես արգելակման պրոցեսի վերջնական պահին, երբ շարժման արագությունը փոքր է: Արգելակներում առաջացող շփատատանումների հաճախությունը կարող է հասնել 4000-5000 Հց, ինչը գերազանցում է այլ տիպի շփահանգույցների տատանման հաճախությունները: Արգելակման ընթացքում շփատատանումների առաջացման վրա ազդող գործոնները կախված են ինչպես շահագործման պայմաններից, այնպես էլ կառուցվածքային պարամետրերից:

Շփագույցի թրթռակայունությունը բնութագրող հիմնական գործոններից է շփման մակերևույթի խորդուրդությունը: Այն ձևավորվում է ոչ միայն մակերևույթի մշակման ժամանակ, այլ նաև շփման պրոցեսի ընթացքում: Խորդուրդության ազդեցությունը շփատատանումների առաջացման վրա ուսումնասիրության առանձնահատուկ հետաքրքրություն է ներկայացնում:

Մակերևույթի խորդուրդությունից կախված շփատատանումների փորձնական ուսումնասիրումը իրականացվել է ԻՄ-58 ճակատային շփման մեքենայի վրա: Տատանումների գրանցման համար շփման մեքենան համալրվել է Pentium II կոմպյուտերով և բարձակային ուժաչափի վրա տեղակայված տատանումների չափման լայն (100- 20000 Հց) միջակայք ունեցող պեգոտվիչով: Արգելակման ընթացքում շփատատանումները պեգոտվիչի միջոցով վեր են ածվում էլեկտրական ազդանշանների, որոնք անցնելով ուժ-

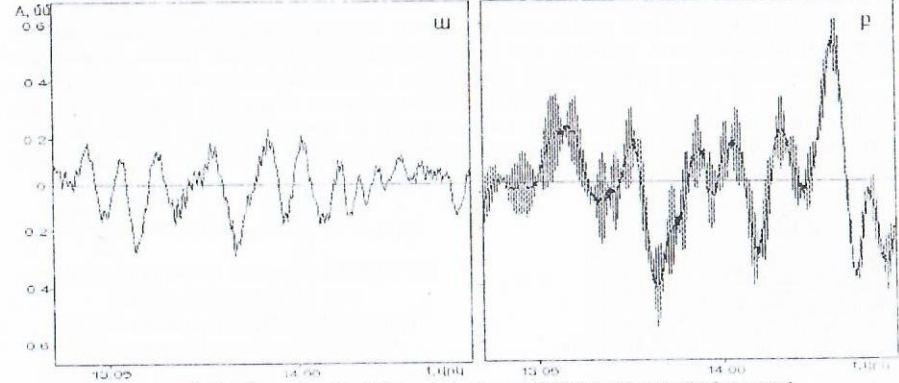
ղարարի միջով տրվում են կոմպյուտեր և գրանցվում ծայրային տատանումների տեսքով Sound Forge 4.5 հատուկ ծրագրային փաթեթով: Չափման այս միջոցը հնարավորություն է ընձեռում գրանցել արգելակման ընթացքում առաջացող ցանկացած հաճախությամբ տատանումներ պրոցեսի ցանկացած պահին:

Փորձարկումները կազմված են 10-ական արգելակումների հաջորդականությունից, որոնցից յուրաքանչյուրն իրականացվում է ճնշման տարբեր պայմաններում, որի փոփոխությունն ունի խզված սինուսոիդի տեսք (նկ.1): Արգելակումները կոմպյուտերում պահպանվում են առանձին ֆայլերի տեսքով հետագա մշակումը հեշտացնելու նպատակով: Այդ հաջորդականությունը կրկնվում է 3 անգամ, արդյունքում կազմելով 30 արգելակումներ: Փորձերն իրականացվել են տարբեր խորդուրդություն (R_a) ունեցող պողպատյա հակամարմնի երեք նմուշներով: Որպես շփանյութ օգտագործվել է էլյուրիապես մաքուր ասբեստազերծ ԲԱՍՏԵՆՆՏ ռասի արգելակային նյութը: Յուրաքանչյուր արգելակման տևողությունը կազմել է 24 վրկ:



Նկ 1. Արգելակման հաջորդականության գրաֆիկը

Փորձարկումների ընթացքում տատանումների վրա խորդուրդության ազդեցության հետազոտման նպատակով յուրաքանչյուր արգելակման ընթացքում ճնշումը պահպանվել է հաստատուն, արգելակումից հետո փորձանմուշների հովացման համար նախատեսվում է պարապ ընթացք, իսկ արգելակման պրոցեսն իրականացվում է որոշակի սկզբնական արագությունից: Յուրաքանչյուր արգելակման ընթացքում չափվում են շփատատանումների և սահիքի արագության արժեքները, հաստատուն պահելով արգելակման ճնշումը:



Նկ 2 Շփատատանումների ընդհանուր տեսքն արգելակման ընթացքում. ա) $R_a=2.5$ մկմ, բ) $R_a=0.3$ մկմ

Փորձարկումների արդյունքները ցույց են տալիս, որ մակերևույթի մեծ խորդուրդությունների ($R_a=2.5-1.0$ մկմ) դեպքում շփատատանումները կրում են ցածրահաճախա-

ին բնույթ 100-120 Հգ (նկ.2ա); Դա հետևանք է այն բանի, որ մակերևույթի մեծ խորրուրդությունների ժամանակ շփվող նյութերի հպման իրական մակերեսը համեմատաբար փոքր է, և շփման ուժերը շատ մեծ չեն կարող լինել:

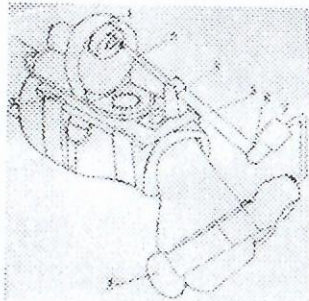
Շփման մակերևույթի փոքր խորրուրդության ($R_0=1.0-0.3$ մկմ) դեպքում նկատվում է շփական տատանումների հաճախության աճ 2000-2500 Հգ (նկ.2բ), որն ուղեկցվում է ձվոցով (60դՔ): Համեմատաբար հարթ մակերևույթի դեպքում շփազույգի հպման մակերեսը մեծ է, ինչը բերում է շփման ուժի աճին: Շփման մեծ ուժերի պայմաններում մեծանում է "Ստիկ-սլիփ" երևույթի առաջացման հավանականությունը, այսինքն շփվող նյութերի իրար նկատմամբ հարակցվելու (լուվելու) հավանականությունը:

Խորրուրդությունից կախված շփատատանումների ուսումնասիրման առաջարկված մեթոդիկան հնարավորություն է տալիս կատարել արգելակման ընթացքում առաջացող տատանումների ողջ սպեկտրի գրառումը և գնահատել շրջակա միջավայր առաքվող ձայնի (ծվոցի) մակարդակը: Մակերևույթի խորրուրդության չափի փոքրացումից կախված մեծանում է արգելակման ընթացքում առաջացող տատանումների հաճախությունը: Առաջարկվող մեթոդիկան հնարավորություն է տալիս մանրակրկիտ ուսումնասիրելու շփատատանումների վրա խորրուրդության ազդեցությունը:

КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА РЕАБИЛИТАЦИОННОГО УСТРОЙСТВА

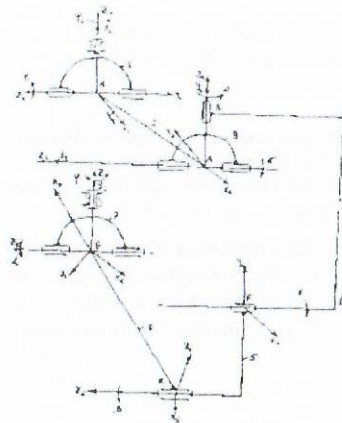
М.Арутюнян, А.Кароян, К.Степанян

Статья посвящена исследованию реабилитационного устройства, предназначенного для восстановления утраченных функций лучезапястного сустава человека после различных травм руки. При этом важным обстоятельством является возможность использования устройства самим пациентом; регулирование диапазонов углов поворота и дозировка нагрузок. Аппарат (рис.1) содержит привод 1 с автономным питанием, опорную платформу 2, на которой установлены привод и рычажный механизм, состоящий из гибкого телескопического вала 3, шарнирно установленного на опоре 4 платформы, рычагов 5, 6 и 7, державки 8. Платформа фиксируется на руке с помощью застегиваемых эластичных ремешков и мягкой матерчатой муфты-парукавника. Державка застегивается с помощью мягкого эластичного пояса с кистью руки. Аппарат имеет возможность регулирования диапазонов углов вращения сустава, что осуществляется поворотом лимба, устанавливающего положение гибкого вала на роторе, и возвратом привода относительно платформы. С целью кинематического исследования аппарата составляется его кинематическая модель вместе с кистью руки и лучезапястным суставом. При этом определяются углы, составленные горизонтальной и вертикальной проекциями телескопического вала с осью вращения привода:



$$\operatorname{tg} \psi_1 = \frac{R \cdot \sin \theta}{L}, \quad \operatorname{tg} \psi_2 = \frac{R \cdot \cos \theta}{L},$$

где θ -угол поворота, R -эксцентриситет оси гибкого вала от оси вращения ротора, L -длина гибкого телескопического вала (рис.2).
Записываются выражения координат центра шарнира A :



$$x_A = -x_H + HA \cdot \cos \psi_2 \cdot \cos \psi_1$$

$$y_A = -y_H + HA \cdot \cos \psi_2 \cdot \sin \psi_1$$

$$z_A = -z_H + HA \cdot \sin \psi_2$$

где x_H, y_H, z_H -координаты точки H относительно точки G (условного центра лучезапястного сустава); $BC, KE, FD, CD, BA, HA, GE, FE$ -длины рычагов механизма в мм.

Угол φ поворота кисти в горизонтальной плоскости определяется в виде

$$\varphi = 2 \operatorname{arctg} \left(\frac{x_A \pm \sqrt{x_A^2 + y_A^2} - (BC - KE - FD)}{BC - KE - FD - y_A} \right)$$

далее определяются координаты:

$$x_7 = -x_A \cdot \cos \varphi - y_A \cdot \sin \varphi;$$

$$z_7 = z_A - CD + BA; \quad GD = \sqrt{x_7^2 + z_7^2}.$$

Угол α поворота кисти в вертикальной плоскости определяется в виде

$$\alpha_1 = \arccos \left(\frac{GD^2 + GE^2 - FE^2}{2 \cdot GD \cdot GE} \right), \quad \alpha_2 = \operatorname{arctg} \left(\frac{z_7}{|x_7|} \right),$$

$$\text{если } x_7 < 0, z_7 > 0, \alpha_2 = -\operatorname{arctg} \left(\frac{z_7}{|x_7|} \right), \quad \text{если } x_7 < 0, z_7 < 0,$$

$$\alpha_2 = \pi - \operatorname{arctg} \left(\frac{z_7}{|x_7|} \right), \quad \text{если } x_7 > 0, z_7 > 0, \alpha_2 = \pi + \operatorname{arctg} \left(\frac{z_7}{|x_7|} \right), \quad \text{если } x_7 > 0, z_7 < 0, \alpha = \alpha_2 - \alpha_1.$$

$$\text{Угол поворота в шарнире } K: \beta = \pi - \beta_1 + \alpha; \quad \beta_1 = \arccos \left(\frac{FE^2 + GE^2 - GD^2}{2 \cdot FE \cdot GE} \right);$$

$$\gamma = \frac{\pi}{2}; \quad \omega = \frac{\pi}{2} - \psi_2.$$

Входные кинематические параметры: $AB=38$ мм, $BC=42$ мм, $CD=61$ мм, $EF=41$ мм, $EG=90$ мм, $HA=100$ мм, $KE=51$ мм, $FD=47$ мм, $x_H=0$, $y_H=0$, $z_H=-10$ мм.

Выходные кинематические параметры:

	ψ_1	ψ_2	β_1	β_2	φ_2	φ_1	ω
$\theta = 0^\circ$	0	35.6	335.9	146.7	-136.5	-43.5	54.5

φ_1, φ_2 и β_1, β_2 -величины углов поворота кисти в шарнире K , соответствующие значениям, вычисленным по формулам при знаках (+) и (-).

Литература

1. Левитский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1979.
2. Кинематика, динамика и точность механизмов: Справочник. Под ред. Г.В.Крейнина. - М.: Машиностроение, 1975.
3. Попов Е.П., Верещанин А.Ф., Зенкевич С.А. Манипуляционные роботы. Динамика и алгоритмы. - М.: Наука, 1978.

ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА РЕАБИЛИТАЦИОННОГО УСТРОЙСТВА

М.Арутюнян, А.Кароци, К.Степанян

Для динамического исследования составляется динамическая модель аппарата в виде разомкнутой кинематической цепи, (рис.2), нагруженной силой, действующей со стороны кисти руки. Реакции в кинематических парах представляются следующими выражениями [4] обобщенных сил: $Q_i = tr\{\lambda_i \cdot A_i \cdot \Theta^T \cdot T_{i+1}^T\}$.

Для определения обобщенных сил необходимо сформировать матрицы внешних сил и моментов Φ_i ; $i = 1, 2, \dots, N$, затем решить систему рекуррентных соотношений λ_i последовательно для номеров: $i = N, N-1, \dots, 2, 1$ и воспользоваться формулами обобщенных сил: $\lambda_i = \lambda_{i+1} \cdot A_{i+1}^T + \Phi_i$, $i = 1, 2, \dots, N-1$. В исследуемом аппарате $N = 5$ имеем

$$\lambda_{i+1} = \lambda_5 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & F \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \lambda_1 = \lambda_{25} \cdot A_2^T, \quad \lambda_3 = \lambda_4 \cdot A_4^T, \\ \lambda_2 = \lambda_3 \cdot A_3^T, \quad \lambda_4 = \lambda_5 \cdot A_5^T,$$

Матрица, связывающая системы T_i и T_{i+1} имеет вид

$$A_i = \begin{bmatrix} \cos \theta_i & -\sin \theta_i \cdot \cos \alpha_i & \sin \theta_i \cdot \sin \alpha_i & a_i \cdot \cos \theta_i \\ \sin \theta_i & \cos \theta_i \cdot \cos \alpha_i & -\cos \theta_i \cdot \sin \alpha_i & a_i \cdot \sin \theta_i \\ 0 & \sin \alpha_i & \cos \alpha_i & s_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

где a_i и α_i при любом положении механизма постоянны и определяются конструкцией звеньев; θ_i характеризует угол относительного поворота звеньев $i-1$ и i , а линейная величина s_i постоянна. Составляются матрицы A_1, A_2, \dots, A_5 :

1) $a_1 = 0; s_1 = 0; \alpha_1 = \pi/2; \theta_1 = \psi_1$ 2) $a_2 = HA; s_2 = 0; \alpha_2 = 0; \theta_2 = \psi_2$

$$A_1 = \begin{bmatrix} \cos \psi_1 & 0 & \sin \psi_1 & 0 \\ \sin \psi_1 & 0 & -\cos \psi_1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad A_{23} = \begin{bmatrix} \cos \psi_2 & -\sin \psi_2 & 0 & HA \sin \psi_2 \\ \sin \psi_2 & \cos \psi_2 & 0 & HA \cos \psi_2 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

3) $a_3 = 0; s_3 = 0; \alpha_3 = \pi/2; \theta_3 = \pi/2 + \omega$

$$A_3 = \begin{bmatrix} \cos(\frac{\pi}{2} + \omega) & 0 & \sin(\frac{\pi}{2} + \omega) & 0 \\ \sin(\frac{\pi}{2} + \omega) & 0 & -\cos(\frac{\pi}{2} + \omega) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

4) $a_4 = 0; s_4 = BC-CD; \alpha_4 = \pi/2; \theta_4 = \pi + \varphi - \psi$

$$A_4 = \begin{bmatrix} \cos(\pi + \varphi - \psi) & 0 & \sin(\pi + \varphi - \psi) & 0 \\ \sin(\pi + \varphi - \psi) & 0 & -\cos(\pi + \varphi - \psi) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & (BA-CD) \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

5) $a_5 = EF; s_5 = KE; \alpha_5 = 0; \theta_5 = \beta + \pi$

$$A_5 = \begin{bmatrix} \cos(\beta + \pi) & -\sin(\beta + \pi) & 0 & EF \cdot \cos(\beta + \pi) \\ \sin(\beta + \pi) & \cos(\beta + \pi) & 0 & EF \cdot \sin(\beta + \pi) \\ 0 & 0 & 1 & KE \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

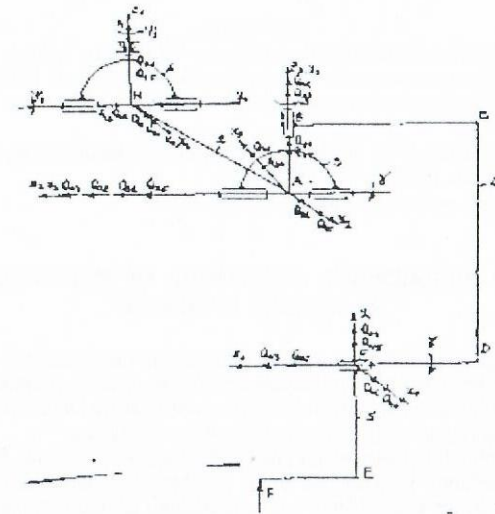


Рис.1

Вводятся так называемые проектирующие 4x4-матрицы, которые используются как при преобразованиях сил, так и в задачах кинематики и динамики:

$$T_i = T_{i+1} \cdot A_i, \quad i = 1, 2, \dots, N.$$

$$\Theta_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \Theta_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \Theta_3 = \begin{bmatrix} 0 & -1 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \\ \Theta_4 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \Theta_5 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \Theta_6 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

Входные параметры

	ψ_1	ψ_2	β_1	β_2	φ_2	φ_2	ω
$\theta_1 = 0^\circ$	0	35.6	335.9	146.7	-136.5	-43.5	54.5

Входные параметры динамического моделирования: при $F = 100H$.

q = 0	Q ₁₁ = 0.91	Q ₁₂ = -14	Q ₁₃ = 0	Q ₁₄ = 0	Q ₁₅ = 0	Q ₁₆ = 100
	Q ₂₁ = 0.91	Q ₂₂ = 0	Q ₂₃ = 14	Q ₂₄ = 0	Q ₂₅ = 100	Q ₂₆ = 0
	Q ₃₁ = 0.71	Q ₃₂ = -0.5	Q ₃₃ = 6.3	Q ₃₄ = 58	Q ₃₅ = 81	Q ₃₆ = 0
	Q ₄₁ = -0.9	Q ₄₂ = 6.3	Q ₄₃ = 0	Q ₄₄ = 0	Q ₄₅ = 0	Q ₄₆ = 993
	Q ₅₁ = -5.1	Q ₅₂ = 0	Q ₅₃ = -4	Q ₅₄ = 0	Q ₅₅ = 993	Q ₅₆ = 0

Литература

1. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин.-М.:Наука, 1979.
2. Андреевко С.Н. Проектирование приводов манипуляторов. 1975
3. Ивович В.А. Переходные матрицы в динамике упругих систем. М.:Машиностроение. 1969.
4. Пошов Е.П., Верецагин А.Ф., Зелкевич С.А. Манипуляционные роботы. Динамика и алгоритмы. М.:Наука 1978.
5. Шахинур М. Курс робототехники, М.:Мир, 1990.

ԼԻՍԵՆՆԵՐԻ ՀՈԳՆԱԾԱՅԻՆ ԲԱՅՔԱՅՄԱՆ ԱՐԱՏԱՐՈՂՇՄԱՆ ՄԵԹՈԴ

Մ. Ստակյան, Ն. Ղալեչյան

Հոգնածային քայքայման ենթարկված լիսենների հոգնածային կոտրվածքի մակերևութային շերտերի ֆիզիկամեխանիկական վիճակի պարամետրերի և բեռնավորման ռեժիմների միջև քանակական առնչություններ բացահայտելու նպատակով իրականացված են այդ շերտերի միկրոկարծրության զանգվածային չափումներ:

Էանի որ լիսենների աշխատանքային մակերևութների բարակ շերտերում ծագում և ընթանում են հոգնածային քայքայման բոլոր փուլերը, իսկ այդ շերտերը և հոգնածային կոտրվածքի մակերևութը քայքայման և պարբերական բեռնվածության վերաբերյալ ողջ վիճակագրական տեղեկատվության կրողներն են, դրանց վրա միկրոկարծրության չափումները երկչափ ուսումնասիրությունների արդյունքով հնարավորություն են ընձեռում բացահայտել բազմապարամետրական կոնեյլացիայի կապեր

$$\sigma_1 = F_1(HV_{max}, HV_{min}, HB, h, \dots), \quad (1)$$

$$N_1 = F_2(HV_{max}, HV_{min}, HB, h, \dots), \quad (2)$$

որոնք լիսենների հոգնածային արատորշման մեթոդների մշակման հիմքերն են:

Լիսենների բեռնվածության ռեժիմները և դրանցից առաջացած ցիկլային գերլարումները կանխորոշում են լիսենների վտանգավոր հատվածներում առաջացող և ընթացող օղակաձև ճաքի շարժման առանձնահատկությունները, ինչպես նաև կոտրվածքի վրա մածուցիկ և փխրուն քայքայման գոտիների չափերը և դրանց դասավորվածությունը: Հոգնածային կոտրվածքում ընթացած միկրոպլաստիկական դեֆորմացիաները, որոնք միաժամանակ ընթացող երկու գործոնների ազդեցության արդյունք են

ա) օղակաձև ճաքի զագաթին գործող զգալի քայքայող լարումների,

բ) արդեն առաջացած օղակաձև քայքայման գոտու վրա գործող կոնտակտային տրոլումների, որոնց ներգործման աստիճանը կախված է երկարակեցությունից,

էապես փոփոխում են կոտրվածքի մակերևութային շերտի ֆիզիկամեխանիկական վիճակը, որի գնահատականը կարելի է իրականացնել միկրոկարծրության չափումների միջոցով:

Այդ առթիվ ստեղծված են պողպատ 45 մակնիշից պատրաստված փորձանմուշների հոգնածային կոտրվածքների կիպահովվածքներ: Կոնեյլացիայի և ռեզինայի համալիր վերլուծության արդյունքով ստացված է միկրոկարծրության կապը լարումներից և երկարակեցություններից կոտրվածքի տրամագծային հատվածքում (ըստ խորության և մակերևութային շերտի եզրագծով), որը հիպոթեզային է

$$y = a + b_{yn} X^n, \quad n = 1, \dots, 5 \quad (3)$$

և որն էլ ապահովում է ընտրանքային կոնեյլացիայի գործակցի արժեքները $kr = 0,959 \dots 0,998$ -ի սահմաններում:

Մեկ փորձանմուշի համար ստացված են հետևյալ արժեքները

Հաշվարկի տեսակները		Մածուցիկ գոտի	Փխրուն գոտի
Միջնարժեքային հետընդանցային պարամետրեր	u	3,6264	3,6036
	v	3,8020	2,6920
	a	2,3939	1,9557
	b _{ս/վ}	0,1124	0,0281
	S _{ս/վ}	0,7071	0,0834
Պարամետրերի նշանակալիության ստուգումներ	r	0,9967	0,9981
	u	1,9405	1,3859
	Z _{0,975} S _u	0,3780	0,3870
	r _s	0,9000	0,9000
	r _{s0,975}	0,9842	0,9744
	t _a	26,5560	42,8840
	t _b	21,2500	28,0530
	t _u	62,2170	72,1840
	t _{0,05k}	3,1820	3,1820
	u ₁ /u ₂	3,6076/3,9964	2,5733/2,8107

Ստացված (3) հավասարումների արդյունքով կազմված են նոմոգրամները, որոնք հնարավորություն են ընձեռում վերականգնել պարբերական բեռնավորման նախապատմությունը և միկրոկարծրության չափումներով իրականացնել լիսենների հոգնածային քայքայման պատճառների հուսալի արատորշում:

ԱՐՅԵՍԱԿԱՆ ՕՐԳԱՆՆԵՐԻ ԳՈՐԾԱԴԻՐ ՄԵՆԱՆԻՋՄԵՆԵՐԻ ՕՊՏԻՄԱԼ

ԿԱՌԱՎԱՐՄԱՆ ԹՎԱՅԻՆ ՄԵԹՈԴԻ ՄՀԱՎՈՒՄ

Կ.Ստեփանյան, Ա.Պապանյան, Ա.Օհանջանյան

Մեխանիկական համակարգերի օպտիմալ կառավարումը հնարավորություն է ընձեռում նրանց շարժման կառուցման ժամանակ լավար-կել նախագծողի կամ շահագործողի կողմից համակարգին պարտադրվող ցանկալի որակի ցուցանիշը: Խնդիրն առավել էական նշանակություն է ստանում կենսաբժշկական սարքերի և պրոթեզների շարժման կառուցման ժամանակ, երբ պահանջվելիք շարժումն ապահովող ֆիզիկական մեծությունների պաշարները խիստ սահմանափակ են: Այս առումով, ներկայացված աշխատանքը, որը նվիրված է ձեռքի և ոտքի պրոթեզների կառավարման մի թվային մեթոդի մշակմանը, արդիական է:

Խնդիրը ձևակերպվում է հետևյալ կերպ: Ենթադրենք պրոթեզի (նկ.1) շարժման հավասարումը պատկերված է՝

$$Q_i = \text{tr}(\lambda_i A_i^T \Theta^T T_{i-1}^T), \quad i=1,2,\dots,6 \quad \lambda_6 = \Phi_N - T_6 H_6,$$

$$\lambda_i = \lambda_{i-1} A_{i-1}^T + \Phi_i - T_i H_i, \quad i=1,2,\dots,5 \quad (1)$$

դիֆերենցիալ հավասարումների տեսքով, որտեղ $T(q)$ -ն արագացումների մատրիցն է, H_i -ն իներցիայի թեճգորն է, Φ_i -ն ուժերի մատրիցն է, $q(t) = (q_1(t), q_2(t), \dots, q_6(t))$,

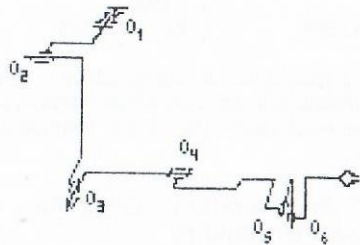
$q(t) = (q_1(t), q_2(t), \dots, q_6(t))$ -ն ընդհանրացված կորդինատները և արագություններն են, որոնց հետագայում կանվանենք փուլային կորդինատներ, իսկ

$Q(t) = (Q_1(t), Q_2(t), \dots, Q_n(t))$ -ն ընդհանրացված ուժերն են, որոնց հետագայում կանվանենք կառավարման ֆունկցիաներ կամ պարզապես կառավարումներ: Ենթադրենք տրված է նաև պրոբզի աշխատանքի որակը գնահատող

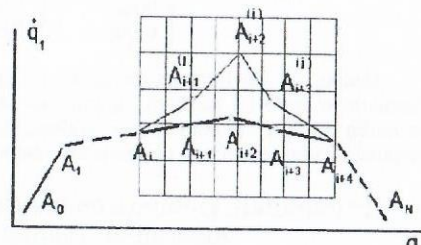
$$S(q, \dot{q}, Q) = \int_0^T f_0(q, \dot{q}, Q) dt \quad (2)$$

որակի չափանիշը:

Փուլային տարածության մեջ (նկ 2) տրված են $A_0(q_0, \dot{q}_0)$ և $A_T(q_T, \dot{q}_T)$ կետերը: Պահանջվում է բոլոր հնարավոր $Q(t)$ կառավարումների մեջ, որոնք պրոբզին տեղափոխում են A_0 սկզբնական կետից A_T վերջնական կետը, գտնել այնպիսիք, որոնց համար (2) որակի չափանիշն ընդունում է իր փոքրագույն արժեքը: Բացի այդ, պահանջվում է նաև, որ որոնելի $q(t)$, $\dot{q}(t)$ և $Q(t)$ պարամետրերը բավարարեն տրված սահմանափակումներին: Ատորև բերվում է այս խնդրի լուծման մի թվային մեթոդ:



նկ.1



նկ.2

$[0, T]$ հատվածում ներմուծում ենք $t_0=0, t_1, \dots, t_N=T$; $t_i=i \cdot \Delta t$, $\Delta t=T/N$ - հավասարաչափ բաշխված ցանցը: Ենթադրենք $q(t)$ -ն և $\dot{q}(t)$ -ն (1) դիֆերենցիալ հավասարումների որոշ լուծումներն են, որոնք բավարարում են տրված սահմանափակումներին: Ըստ ընտրված ցանցի, նշված լուծումները փուլային տարածության մեջ ներկայացնենք $A_0(q_0, \dot{q}_0), A_1(q(t_1), \dot{q}(t_1)), \dots, A_N(q_T, \dot{q}_T)$ կետերի հաջորդականության տեսքով (նկ.2) i ինդեքսի յուրաքանչյուր $i=0, 1, 2, \dots, N-1$ արժեքների համար, ըստ

$$q(t_i) = \frac{q(t_{i+1}) - q(t_i)}{\Delta t} \quad (3)$$

բանաձևի, որոշում ենք ընդհանրացված $q(t)$ արագացման արժեքները հանգուցային t_i կետերում: Տեղադրելով այդ արժեքները (1) հավասարումների մեջ, որոշում ենք կառավարման $Q(t_i)$ արժեքները նույն t_i հանգուցային կետերում: Այնուհետև, օգտվելով ստացված արդյունքներից, որոշում ենք նվազարկվող (2) ֆունկցիոնալի արժեքը, նախապես այն փոխարինելով համապատասխան ինտեգրալային գումարով: $q(t)$ և $\dot{q}(t)$ հետագծից այլ լավարկող հետագծին անցնելու համար A_{i+2} [$i \in [0, N-4]$] կետի շրջակայքում (նկ.2) կառուցում ենք որոշ հիպերխորանարդ, որը ծածկում ենք բավա-

կանին խիտ ցանցով: Ընտրում ենք ընթացիկ A_{i+2} հանգուցային կետ և հայտնի բանաձևերով որոշում ենք A_{i+1} և A_{i+3} կետերի կորորդինատները փուլային տարածության մեջ (նկ.2) Որոշված $q^i(t_k)$ և $\dot{q}^i(t_k)$, $k=(i+1, i+2, i+3)$ փուլային կորորդինատների համար ստուգում ենք սահմանափակումները: Եթե նրանք բավարարվում են, ապա $k=i+1, i+2, i+3$ արժեքների համար, ըստ (3) բանաձևի որոշում ենք ընդհանրացված արագացումների $q^i(t_k)$ ($k=i+1, i+2, i+3$) և այնուհետև ըստ (1) բանաձևերի $Q(t_k)$ կառավարումների նոր արժեքները: Որոշված $Q(t_k)$ արժեքների համար ստուգում ենք սահմանափակումները: Եթե դրանք բավարարվում են, ապա որոշում ենք նվազարկվող (2) ֆունկցիոնալի նոր արժեքը, որը նշանակենք $S^j(q, \dot{q}, Q)$ -ով: Այնուհետև համատեղելով A_{i+2} կետը վերը նշված ցանցի բոլոր կետերի հետ և կրկնելով շարադրված հաշվարկները, որոշում ենք այնպիսի A_{i+2} կետ, որի դեպքում $S^j(q, \dot{q}, Q) \rightarrow \min$: Հաջորդաբար $i=0, 1, 2, \dots, N-2$ արժեքների համար իրականացնելով վերը նշված ալգորիթմը, ավարտում ենք $q(t)$ և $\dot{q}(t)$ փուլային կորորդինատների նոր հետագծի կառուցումը: Այս գործընթացի բազմակի կրկնությունը ծնում է $q(t)$ և $\dot{q}(t)$ փուլային կորորդինատների հետագծերի մի նվազարկող հաջորդականության, որը ձգտում է օպտիմալ կառավարման խնդրի լուծմանը:

ИЗМЕНЕНИЕ КОНТАКТНОГО ТРЕНИЯ ПОД ДЕЙСТВИЕМ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ КОЛЕБАНИЙ

А. Симонян, И. Тер-Азарьев, Г. Тер-Азарян

Механизм воздействия ультразвука на контактное трение обусловлен изменением кинематики скольжения на контактной поверхности, характера взаимодействия контактируемых поверхностей. При этом изменение взаимодействия контактирующих поверхностей в значительной степени зависит от направления введения ультразвуковых колебаний в зону контакта при крутом шлифовании беспористых материалов - стекла и ситалла. Из возможных схем введения ультразвуковых колебаний в зону обработки необходимо было выбрать такую, которая приводит к наибольшему снижению сил контактного трения.

Исследования по влиянию ультразвуковых колебаний различного направления на контактное трение проведены на специальной установке.

Схемы ультразвуковых колебаний могут быть радиальными, осевыми (осциллирующими), тангенциальными. Фиксировали давление на поверхности контакта P и сила трения F . Так как задачей исследования на первом этапе являлась сравнительная картина изменения коэффициента трения, то в опытах использован алмазный сферический индентор с радиусом округления вершины 0,8 мм. Частота колебания индентора составляла 20 кГц, амплитуда колебания 11 мкм. Скорость дегаля изменялась в пределах 1,2...10 м/с, верхнее значение которого близко к реальным скоростям работы инструмента. Коэффициент трения определяли из соотношения $\mu = \frac{F}{P}$.

Характерным в полученных данных по стеклу $k=8$ является монотонное снижение коэффициента трения с увеличением скорости при различных схемах воздействия. Тангенциальное, радиальное и осциллирующее (осевое) направления ко-

лебаний существенно влияют на снижение коэффициента трения. Уменьшение коэффициента трения при сообщении ультразвуковых колебаний индентору перпендикулярно силе трения и поверхности контакта (радиальное направление), очевидно, связано прежде всего с фактом отрыва индентора от материала, т.е. уменьшением времени контакта его с поверхностью образца, несмотря на значительные давления от ударов.

Все это приводит к тому, что средняя за период колебания величина силы трения при наложении ультразвуковых колебаний уменьшается. Снижение коэффициента трения при осциллирующих (осевых) колебаниях индентора можно объяснить изменением кинематики движения. Так как вектор силы трения направлен обратно вектору скорости образца, а фактическая траектория движения индентора является синусоидной, то силу трения, возникающую при данной траектории, можно разложить на две составляющие: одну в направлении скорости, которая и фиксируется, а вторая в перпендикулярном направлении скорости. Очевидно, что зафиксированная проекция силы трения в направлении, обратном движению образца, меньше силы трения, возникающей при данной скорости без ультразвука. Такое же мнение высказано в ряде исследований. При сообщении ультразвуковых колебаний в тангенциальном направлении существенного изменения коэффициента трения не наблюдается по сравнению с обычным процессом трения. Необходимо указать, что есть литературные данные, где зафиксированы значительные снижения коэффициента трения при этом направлении колебаний, что связано с тем, что эти данные получены при скоростях движения, меньших амплитудного значения колебаний скорости индентора, где периодически меняется направление суммарной скорости. В нашем случае даже минимальная скорость движения образца (2 м/с) больше амплитудного значения колебательной скорости индентора (1.3 м/с), и направление суммарной скорости трения не меняется. Некоторое влияние на коэффициент трения может оказать суммарное повышение скорости. При высоких скоростях изменение фактической скорости не влияет на коэффициент трения, и кривые коэффициентов трения при обычном процессе трения и при наложении ультразвуковых колебаний в направлении скорости почти сливаются. Приведенные соображения совпадают с имеющимися в литературе данными.

Аналогичные исследования проведены и для оценки влияния металлической связи на коэффициент трения алмазного инструмента на М1 (80% Cu + 20% Sn), которые по схеме воздействия аналогичны предыдущим данным.

Таким образом, наложение ультразвуковых колебаний снижает коэффициент трения. Наибольшее влияние оказывает наложение ультразвуковых колебаний в осциллирующем направлении.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ГОРЯЧЕЙ ПРОТЯЖКИ ТОНКОСТЕННЫХ ТРУБ НА КОНИЧЕСКИХ ОПРАВКАХ

Г. Петросян, В. Петросян, А. Амбарцумян

Задача решена на основании безмоментной теории оболочек вращения с учетом следующих зависимостей теории кратковременной ползучести пористых материалов [1]:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \beta^{-0.5} \left[\frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] + \alpha(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 \right]^{0.5}, \quad (1)$$

$$\xi_{\text{ЭКВ}} = \beta^{-0.5} \left[\frac{2}{9} [(\xi_1 - \xi_2)^2 + (\xi_2 - \xi_3)^2 + (\xi_3 - \xi_1)^2] + \frac{(\xi_1 + \xi_2 + \xi_3)^2}{9\alpha} \right]^{0.5}, \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} \xi_1 &= \frac{\xi_{\text{ЭКВ}}}{2\sigma_{\text{ЭКВ}}} [2\sigma_1 - \sigma_2 - \sigma_3 + 2\alpha(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)] \\ \xi_2 &= \frac{\xi_{\text{ЭКВ}}}{2\sigma_{\text{ЭКВ}}} [2\sigma_2 - \sigma_3 - \sigma_1 + 2\alpha(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)] \\ \xi_3 &= \frac{\xi_{\text{ЭКВ}}}{2\sigma_{\text{ЭКВ}}} [2\sigma_3 - \sigma_1 - \sigma_2 + 2\alpha(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)] \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

$$\theta = \frac{3\alpha(1 - W)(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)\xi_{\text{ЭКВ}}}{\sigma_{\text{ЭКВ}}}, \quad (4)$$

где $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ - эквивалентное напряжение, $\xi_{\text{ЭКВ}}$ - эквивалентная скорость деформации ползучести, ξ_1, ξ_2, ξ_3 - скорости главных деформаций ползучести, $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - главные напряжения, $\theta = dW/dt$ - скорость изменения пористости материала, W - пористость, t - время, α и β - функции пористости материала.

По причине сложности решения задачи горячей протяжки в качестве уравнения состояния выбирается сравнительно простая модель нелинейно-вязкого тела [2], согласно которой

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = a \cdot \xi_{\text{ЭКВ}}^m, \quad (5)$$

где a и m - коэффициенты, зависящие от типа материала и температуры его обработки.

В результате получена система уравнений, в которой участвуют три дифференциальных уравнения для определения меридионального напряжения трубы $\sigma_{\text{пр}}$, толщины ее стенки δ и пористости материала W по всей длине деформационной зоны заготовки.

Сопоставление полученных окончательных теоретических формул процесса горячей протяжки с соответствующими зависимостями холодной протяжки [3] показывает, что основное различие между ними заключается в специфических особенностях использования различных уравнений состояния. Для решения задачи холодной протяжки необходимо располагать диаграммой деформирования материала и знать степень его деформирования по длине конической части трубы, выявление которых успешно выполнено в [3]. При протяжке трубы в горячем состоянии основную роль играет достаточно сложно определяемая эквивалентная скорость деформации ползучести, которая зависит от всех начальных и текущих параметров технологического процесса, таких как радиус r , толщина стенки δ и плотность материала трубы ρ , скорость ее перемещения на входе на оправку v_0 и др. Несмотря на эти различия, числовое решение задачи горячей протяжки сводится к методу [3].

Для получения конкретных данных процесса горячей протяжки использован метод численного интегрирования, алгоритмизированный в [3], на основании чего в среде программного пакета "MATLAB" составлена универсальная программа для исследования процесса горячей протяжки труб. Для разных значений начальной пористости материала определены все основные компоненты напряженно-деформированного состояния горячедоформированных труб. На рис. 1 приведены диаграммы изменения пористости 1, безразмерных величин толщины стенки труб 2, меридиональных 3 и окружных напряжений 4 в зависимости от безразмерного радиуса $\bar{r} = r/r_0$, где r_0 - начальный радиус трубы. Сплошные линии соответствуют деформированию труб начальной пористостью $W_0 = 0.01$, пунктирные - $W_0 = 0.2$.

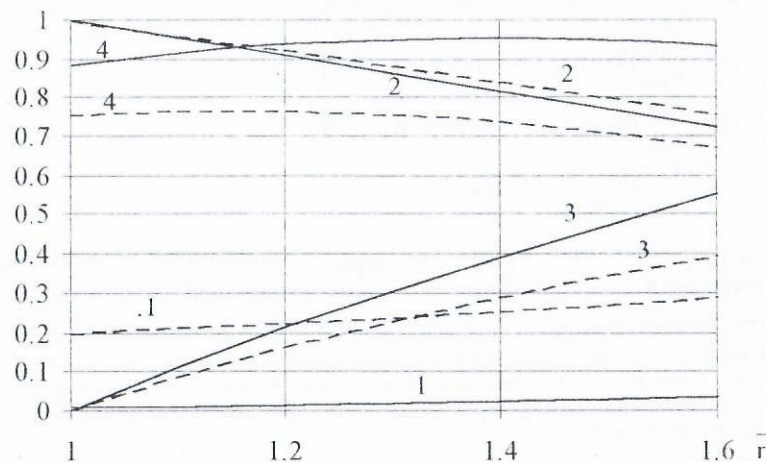


Рис. 1.

Из рис. 1 видно, что пористость материала растет, а толщина стенки уменьшается. Меридиональные напряжения по ходу операции протяжки растут, причем увеличение значения начальной пористости образца приводит к меньшим затратам усилий на деформирование и значительному убыванию окружных напряжений.

Литература

1. Петросян Г. А. Теория кратковременной ползучести пористых материалов. Ереван: ЕГУ, 1991. С. 150 – 153.
2. Малинин Н. Н. Ползучесть в обработке металлов. - М.: Машиностроение, 1986.- 221 с.
3. Petrossian G. L., Hambardzumyan A. F. Stress-Strain Analysis of Powder Tubes at the Stretch Process Proceedings of 6-th European Powder Diffraction Conference. - Trans Tech Publications (Switzerland), 1999.- P. 754-762.

ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА РАСКРЫТИЯ СРЕДИННОГО НЕБНОГО ШВА ЧЕЛОВЕКА ПРИ ОРТОДОНТИЧЕСКОМ ЛЕЧЕНИИ

М. Арутюнян, И. Гаспарян, К. Степанян

В статической постановке исследование морфологии шовных соединений верхней челюсти и скуловой кости с костями черепа позволило сделать определенные выводы об оптимальных режимах стимулирования роста последних [1]. Задача состояла в определении величины силы активации и координат точки ее приложения. При исследовании динамики процесса раскрытия срединного небного шва составляется уравнение Лагранжа по трем независимым обобщенным координатам для половины верхней челюсти и определяется их движение при изменении силы активации с учетом изменений жесткостей шовных соединений.

Уравнение Лагранжа биосистемы имеет вид

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}_c^x} - \frac{\partial T}{\partial \delta_c^x} = Q_x - \frac{\partial E}{\partial \delta_c^x} \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\delta}_c^y} - \frac{\partial T}{\partial \delta_c^y} = Q_y - \frac{\partial E}{\partial \delta_c^y} \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_\varphi - \frac{\partial E}{\partial \varphi} \end{cases} \quad (1)$$

Здесь, $Q_x = 0$, $Q_y = F_y(t)$, $Q_\varphi = x_F \cdot F_y(t)$ - обобщенные силы, $\delta_c^x, \delta_c^y, \varphi$ - независимые обобщенные координаты, T и E - кинетическая и потенциальная энергии биоструктуры, $F_y(t)$ - сила активации, x_F - координата точки ее приложения.

Определяется кинетическая энергия биоструктуры:

$$T = \frac{1}{2} \cdot m_x \cdot (\dot{\delta}_c^x)^2 + \frac{1}{2} \cdot m_y \cdot (\dot{\delta}_c^y)^2 + \frac{1}{2} \cdot J_c \cdot (\dot{\varphi})^2 \quad (2)$$

Здесь m_x и J_c - масса и центральный момент инерции одной из половинок верхней челюсти.

Определяется потенциальная энергия биоструктуры:

$$E = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} K_i \delta_i^2 + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \chi_i \varphi^2 \quad (3)$$

где K_i и χ_i - линейная и угловая жесткость i -го шва.

Рассматривая половину верхней челюсти, как абсолютно твердое тело, а шовные соединения - упругими, получим для потенциальной энергии i -го шва:

$$E_i = \frac{1}{2} K_i^x \cdot X_i^2 + \frac{1}{2} K_i^y \cdot Y_i^2 + \frac{1}{2} \chi_i \cdot \varphi^2, \quad (i=1,2 \dots n), \quad (4)$$

$$X_i = \delta_c^x + x_i - y_i \cdot \varphi,$$

$$Y_i = \delta_c^y + x_i \cdot \varphi + y_i,$$

где X_i и Y_i - координаты центров тяжести сечений швов в глобальной системе координат, а x_i и y_i - координаты в локальной системе координат.

Следовательно, потенциальная энергия биоструктуры примет вид

$$\begin{aligned} E &= \sum_{i=1}^n E_i \text{ или} \\ E &= \frac{1}{2} \cdot (\delta_c^x)^2 \cdot \sum_{i=1}^n K_i^x + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n K_i^y \cdot x_i^2 + \frac{1}{2} \cdot \varphi^2 \cdot \sum_{i=1}^n K_i^y \cdot y_i^2 + \\ &+ \delta_c^x \cdot \sum_{i=1}^n K_i^x \cdot x_i - \delta_c^x \cdot \varphi \cdot \sum_{i=1}^n K_i^y \cdot y_i + \varphi \cdot \sum_{i=1}^n (K_i^y - K_i^x) \cdot x_i \cdot y_i + \\ &+ \frac{1}{2} \cdot (\delta_c^y)^2 \cdot \sum_{i=1}^n K_i^y + \frac{1}{2} \cdot \varphi^2 \cdot \sum_{i=1}^n K_i^x \cdot x_i^2 + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n (K_i^x \cdot y_i^2) + \\ &+ \delta_c^y \cdot \varphi \cdot \sum_{i=1}^n K_i^x \cdot x_i + \delta_c^y \cdot \sum_{i=1}^n K_i^y \cdot y_i + \frac{1}{2} \cdot \varphi \cdot \sum_{i=1}^n \chi_i \end{aligned} \quad (5)$$

Учитывая выражения (2) и (5), систему (1) можно записать в виде

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{\delta}_x^y = Q_x - \left(\delta_x^y \cdot \sum_{i=1}^n K_i^y + \sum_{i=1}^n K_i^x \cdot x_i - \varphi \cdot \sum_{i=1}^n K_i^y \cdot y_i \right) \\ m \cdot \ddot{\delta}_z^y = Q_y - \left(\delta_z^y \cdot \sum_{i=1}^n K_i^y + \varphi \cdot \sum_{i=1}^n K_i^x \cdot x_i + \sum_{i=1}^n K_i^y \cdot y_i \right) \\ J_c \cdot \ddot{\varphi} = Q_\varphi - \left(\varphi \cdot \left(\sum_{i=1}^n K_i^y \cdot y_i^2 + \sum_{i=1}^n K_i^x \cdot x_i^2 \right) - \delta_x^y \cdot \sum_{i=1}^n K_i^y \cdot y_i + \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^n (K_i^y - K_i^x) \cdot x_i \cdot y_i + \delta_z^y \cdot \sum_{i=1}^n K_i^x \cdot x_i + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n \chi_i \right) \end{cases} \quad (6)$$

В общем случае система (6) представляет собой систему дифференциальных уравнений второго порядка с переменными коэффициентами и правой частью, которая имеет вид:

$$\begin{cases} m \cdot \ddot{\delta}_x^y + \delta_x^y \cdot \sum_{i=1}^n K_i^y - \varphi \cdot \sum_{i=1}^n K_i^x \cdot y_i = - \sum_{i=1}^n K_i^x \cdot x_i \\ m \cdot \ddot{\delta}_z^y + \delta_z^y \cdot \sum_{i=1}^n K_i^y + \varphi \cdot \sum_{i=1}^n K_i^x \cdot x_i = F_y(t) - \sum_{i=1}^n K_i^y \cdot y_i \\ J_c \cdot \ddot{\varphi} - \delta_x^y \cdot \sum_{i=1}^n K_i^y \cdot y_i + \delta_z^y \cdot \sum_{i=1}^n K_i^x \cdot x_i + \varphi \cdot \left(\sum_{i=1}^n K_i^y \cdot y_i^2 + \right. \\ \left. + \sum_{i=1}^n K_i^x \cdot x_i^2 \right) = x_F \cdot F_y(t) - \sum_{i=1}^n (K_i^y - K_i^x) \cdot x_i \cdot y_i - \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=1}^n \chi_i \end{cases}$$

Литература

1. Разработка каркасно-пружинных конструкций ортодонтических аппаратов и анализ эффективности лечения ими зубочелюстных аномалий. П. А. Маляги 1997, 1998.

ՔԱՆԹԵՅՅՈՒՆՆԵՐԻ ՆՈՐ ԿՈՄՊՈԶԻՏՆԵՐԻ ՇՓԱԳԻՏԱԿԱՆ ՀԱՏԿՈՒԹՅՈՒՆՆԵՐԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ

Ա. Պողոսյան, Յու. Առուստամյան, Վ. Սարոյան, Տ. Սարտիրոսյան

Սահմանային յուղման պայմաններում շփահանգույցների աշխատունակությունն որոշվում է շփամակերևույթների արտաքին թաղանթների կազմավորման և քայքայման միաժամանակ ընթացող պրոցեսների փոխհարաբերությամբ: Այն դեպքում, երբ մինչև հերթական քայքայումը, սահմանային շերտերը հասցնում են վերականգնվել, շփումն ընթանում է նորմալ ռեժիմով և բնութագրվում է չափավոր մաշումով: Հակառակ դեպքում այն ուղեկցվում է կերամաշման գործընթացով և որպես հետևանք՝ մեքենաների և մեխանիզմների շփվող մասերի շարքից դուրս գալով: Այդ երկու պրոցեսների վրա ուղղորդված ներգործության ուղիներից մեկը քստաբաշխողների բաղադրակազմում որպես հավելանյութ օրգանական միացությունների օգտագործումն է, որոնք պարունակում են այնպիսի ակտիվ տարրեր, ինչպիսիք են քլորը, ֆոսֆորը, ազոտը և այլն: Դրանք շփումից առաջացած ջերմության ազդեցության տակ շփահպակում կարող են հանգեցնել քիմսորքման գործընթացի և արդյունքում մետաղի մակերևույթին պաշտպանիչ շերտի կազմավորմանը, ինչն ապահովում է շփման փոքրացում և շփամակերևույթների աշխատունակության բարձրացում: ●

Աշխատանքի նպատակը հալոգեն պարունակող օրգանական միացությունների հիմքով նոր հավելանյութերի ստեղծումն ու փորձարարական ուսումնասիրումն է, ինչպես նաև դրանց շփագիտական մեխանիզմների բացահայտումը: Հետազոտման առարկա են հանդիսացել տարբեր քանակությամբ քլորի ատոմներ պարունակող քլորապարաֆինները $C_{10}H_{16}Cl_2$ ընդհանուր բանաձևով, որտեղ n-ը ածխածնի, m-ը ջրածնի և k-ն հալոգենի ատոմների քանակություններն են հավելանյութի մոլեկուլում: Նոր հավելանյութերի կիրառմամբ մշակվել են տարբեր տոկոսային բաղադրակազմերով քստաբաշխողային կոմպոզիտներ ՎՄ-1 և Ի-40Մ վակուումային և արդյունաբերական յուղերի հիման վրա: Փորձնականորեն ուսումնասիրվել են նոր քստաբաշխողային կոմպոզիտների հակամաշվածքային, հակաքերծվածքային, իսկ որոշ դեպքերում նաև հակաշփական հատկությունները: Հիագիտական չափումները կատարվել են MAST տիպի քառագունդ մեքենայի վրա ՉՕՍՏ 9490-88-ին համապատասխան: Փորձերի արդյունքում գնահատվել են շփագնդերի մաշման հետքի $d_{\text{տե}}$ միջին տրամագծի, կերամաշման $P_{\text{կ}}$ բեռնվածքի և շփման $F_{\text{շփ}}$ ուժի արժեքները:

Նախ, որպես հավելանյութ, փորձարկվել է բիմիական արդյունաբերության մեջ լայն տարածում ստացած քլորապարաֆինների առավել ընդհանուր ներկայացուցիչը սուլֆենոլի քլորացված արտադրական բաժինը: Ընտրվել է նշված պարաֆինի $C_{10}-C_{16}$ չափամաս պարունակող բաղադրակազմ (ԲՊՈՊ), ուր քլորը կազմում է 44 %: Այն ավելացվել է ՎՄ-1 վակուումային յուղի մեջ 5 կշն. % քանակությամբ: Նոր քստաբաշխողային կոմպոզիտի հակամաշվածքային և հակաքերծվածքային բնութագրերը բերված են աղ. 1-ում, որտեղ համեմատության համար տրված են նաև համանման կարգի արդյունաբերական ԲՊ-470 հավելանյութի շփագիտական բնութագրերը:

Աղյուսակ 1

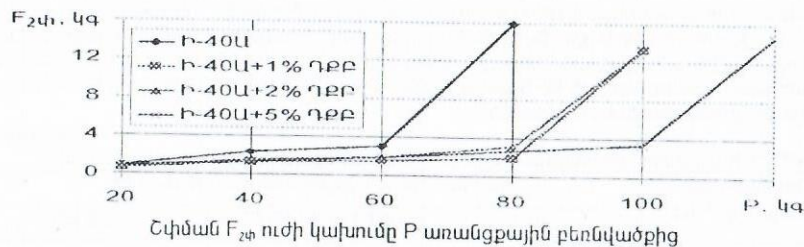
Առանցքային բեռնվածք P, կգ	Մաշման հետքի միջին տրամագիծ $d_{\text{տե}}$, մմ		
	ՎՄ-1	ՎՄ-1+5% ԲՊ-470	ՎՄ-1+5% ԲՊՈՊ
75	0.44	0.42	0.42
90	0.50 (կերամաշում)	0.45	0.44
120	-	0.49	0.49
135	-	0.52	0.50
150	-	0.61 (կերամաշում)	0.52
180	-	-	0.58
195	-	-	0.61
202.5	-	-	0.67 (կերամաշում)

Աղյուսակի տվյալները ցույց են տալիս, որ 5 կշն. % քանակությամբ նոր ԲՊՈՊ հավելանյութի օգտագործման դեպքում, համեմատած հիմնային յուղի հետ, չափավոր բեռնվածքների (մինչև 90 կգ) պայմաններում մաշումը զգալիորեն նվազում է, ինչը բնորոշ է նաև արդյունաբերական ԲՊ-470 հավելանյութի համար, իսկ կերամաշման բեռնունակությունը ՎՄ-1 յուղի հետ համեմատած բարձրանում է 2.25 անգամ և գերազանցում է ԲՊ-470-ին 35 %-ով: Ստացված փորձարարական արդյունքները հիմք են հանդիսանում կոնկրետ կառուցվածք և բաղադրակազմ ունեցող քլորապարաֆինների հիմքով հակամաշվածքային և հակաքերծվածքային նոր հավելանյութերի ստեղծման համար: Որպես այդպիսին հետազոտվել է 3-4-դիքլորոբենզոլ-2 (ՊԲԲ) միացությունը, ուր քլորը կազմում է 55 %: Արդյունաբերական Ի-40Մ յուղում հավելանյութի լավագույն պարունակության ընտրման նպատակով դիտարկվել են երեք բաղադրակազմեր՝ 1 %, 2 % և 5 % հավելանյութի պարունակությամբ: Փորձարկումներից ստացված հակամաշվածքային և հակաքերծվածքային բնութագրերը տրված են աղ. 2-ում:

3-4 դիջիտրբուրեն-2 (ԴՔԲ) հավելանյութի հակամաշվածքային և հակաքերծվածքային բնութագրերը

Առանցքային բեռնվածք P, կգ	Սաշման հետքի միջին տրամագիծ $d_{\text{միջ}}$, մմ			
	Ի-40Ա	Ի-40Ա+1%ԴՔԲ	Ի-40Ա+2%ԴՔԲ	Ի-40Ա+5%ԴՔԲ
20	0.31	0.32	0.34	0.31
40	0.34	0.39	0.51	0.50
50	0.36	0.37	0.50	0.51
80	0.92 (կերամաշ.)	0.45	0.63	0.53
100	-	1.16 (կերամաշ.)	1.32 (կերամաշ.)	0.93
120	-	-	-	1.02 (կերամաշ.)

Աղյուսակի տվյալներից հետևում է, որ չնայած տրված բեռնվածքի դեպքում բուրբուրային կոմպոզիտում հավելանյութի քանակի ավելացման հետ, մեծանում է մաշվածքը, սակայն հակաքերծվածքային բնութագրերը աճում են 80 կգ-ից մինչև 120 կգ, ինչը վկայում է տվյալ միացության հակաքերծվածքային արդյունավետության մասին:



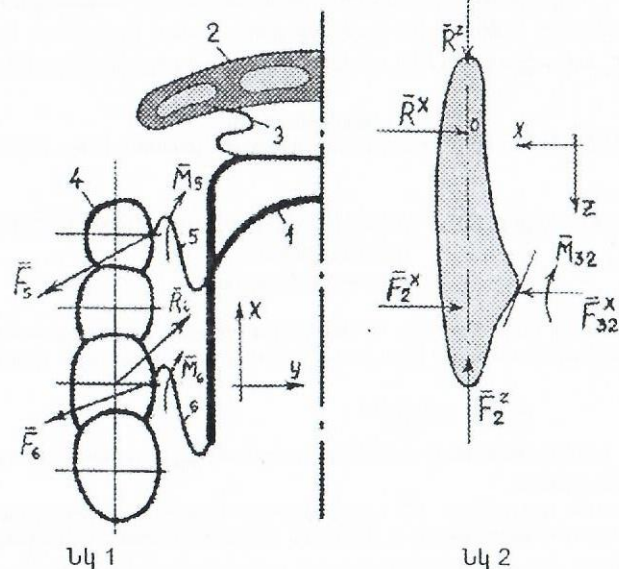
ԴՔԲ-ի հակաշփական հատկությունների վերլուծությունը (նկար) ցույց է տալիս, որ բոլոր կոմպոզիտների համար, դիտարկված բոլոր բեռնվածքների դեպքում, հատկանշական են շփման ուժի ավելի ցածր արժեքները, համեմատած հիմնային յուղի հետ: Դա վկայում է, որ շփումից առաջացած ջերմության պայմաններում ԴՔԲ-ի առկայությունը խթանում է շփահպակի մակերևույթին մետաղի քլորիդի փխրուն կառուցվածքների առաջացմանը, որն ունի սահիքի համեմատաբար ցածր դիմադրություն:

ԿՏՐԻՉՆԵՐԻ ԱՏԱՄԱԱԼՎԵՈՒԱՅԻՆ ԿԱՐՃԱՑՄԱՆ ԿԵՍԱՄԵԽԱՆԻԿԱԿԱՆ ՉԱՇՎԱՐԿԱՅԻՆ ՄՈՂԵԼԻ ՄՇԱԿՈՒՄ
Ս. Դարությունյան, Տ. Գևորգյան

Սարքը (Նկ. 1) պարունակում է հայտնի հենքազսպանակային վերնածնոտային բազիս (1,4,5,6), որն ամրացված է ատամների ամրակցման տարրերի վրա: Քիմքային հենարանային հենքի վրա օրթոդոնտիկ զսպանակների (3) միջոցով ֆիքսվում է երկու ծնոտների կտրիչների կցորդման հարթակներով թեք հարթությունը (2) կոշտ հիմքի հետ կոնտակտի մեջ մտնող կտրիչի սահմաններում:

Նման կառուցվածքը թույլ է տալիս ծամիչ մկաններով և օրթոդոնտիկ զսպանակներով զարգացվող ուժերը արդյունավետ օգտագործել ատամնաավելելային կարճացման համար:

Դետազոտման նպատակն է մշակել օրթոդոնտիկական սարքի հաշվարկային մոդելը կենսամեխանիկական հակազդումների որոշմամբ:



Կտրիչների հակազդումները որոշելու համար XOZ սազիտալ հարթության մեջ գրվում են հետևյալ հավասարումները

$$\begin{cases} R^x = F_{32}^x - F_2^x, \\ R^z = F_2^z, \\ M_O(\vec{F}_2^x) + M_O(\vec{F}_{32}^x) = M_{32}, \end{cases}$$

որտեղ F_{32}^x, F_2^z - ակտիվացման ուժերն են, M_{32} - ակտիվացման մոմենտն է, O

կետը \vec{R}^x հակազդման կիրառման կետը:

Ստացված մեծությունները պիտի բավարարեն $R_i \leq [R]$ պայմանին, կապիլարներում արյան շրջանառությունը ապահովելու պայմանից:

Կողմնային ատամների հակազդումները XOY տրանսվերսալ հարթության մեջ որոշվում են հետևյալ համակարգով

$$\begin{cases} \sum_{i=4}^7 R_i^{x,y} = \sum_{j=5}^6 F_j^{x,y} \\ \sum_{i=5}^7 R_i^y I_i = \sum_{j=5}^6 (M_j + aF_j^x) + I_6 F_6^y \end{cases}$$

որտեղ I_i -ով նշանակված են ատամների միջև եղած հեռավորությունները:

$R_i^{x,y} = K_i^{x,y} \delta_i^{x,y} - i$ -րդ ատամի հակազդումն է սազիտալ ուղղությամբ:

K_i^x, K_i^y - i -րդ աստիճանի պնդությունի կոշտություններն են սազիտակ և տրանսվերսի պնդություններով: Քանի որ (1) կարկասը ընդունվում է բացարձակ կոշտ, ապա $\delta_{i+1}^x = \delta_i^x$ և $\delta_{i+1}^y = l_i + tg\gamma$ ($i=4,5,6$), որտեղ γ - կարկասի թեքման անկյունն է:

Գրականություն

Маилян П.Д. Новые средства ортодонтического лечения. 124с., 1998.

ГОРЯЧАЯ ОСАДКА КРУГЛЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПОРИСТЫХ ЗАГОТОВОК

Г. Петросян, В. Петросян

Задача решена на основании зависимостей теории кратковременной ползучести пористых материалов [1]. При этом используется следующее уравнение состояния [2]:

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = a \xi_{\text{ЭКВ}}^{m_1} q^{m_2} \quad (1)$$

где a, m_1, m_2 - коэффициенты, q - параметр Удквиста, $\xi_{\text{ЭКВ}}$ - эквивалентная скорость деформации ползучести.

Принимается допущение об однородности напряженно-деформированного состояния по высоте заготовки h и гипотеза плоских сечений. Используются следующие формулы для определения осевой логарифмической деформации $\bar{\varepsilon}_z$ и скоростей деформаций ползучести (осевой $\dot{\xi}_z$, радиальной $\dot{\xi}_r$, окружной $\dot{\xi}_\theta$, объемной $\dot{\xi}_v$) [2]:

$$\bar{\varepsilon}_z = \ln(h/h_0), \dot{\xi}_z = -v/2h, \dot{\xi}_r = \partial v_r/\partial r, \dot{\xi}_\theta = v_r/r, \dot{\xi}_v = \dot{\xi}_z + \dot{\xi}_r + \dot{\xi}_\theta \quad (2)$$

где h_0 - начальная высота заготовки, v - скорость движения одного торца заготовки по отношению к другому, v_r - скорость радиального перемещения, r - текущий радиус заготовки.

Устанавливается, что

$$\dot{\xi}_1 = \dot{\xi}_2 = \dot{\xi}_r = \dot{\xi}_\theta = (\dot{\xi}_v - \dot{\xi}_z)/2, \dot{\xi}_3 = \dot{\xi}_z, \sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_r = \sigma_\theta, \sigma_3 = -p \quad (3)$$

где p - контактное давление на плоскостях соприкосновения заготовки с плитами прессы, $\dot{\xi}_1, \dot{\xi}_2, \dot{\xi}_3$ и $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - соответственно главные скорости деформации ползучести и напряжения.

Для определения эквивалентной скорости деформации ползучести $\dot{\xi}_{\text{ЭКВ}}$ и параметра Удквиста q получаются следующие формулы:

$$\dot{\xi}_{\text{ЭКВ}} = \left[\frac{\dot{\xi}_z}{3} \right] \beta^{-0.5} f(\alpha, k_\sigma), \quad q = - \int_{h_0}^h \beta^{-0.5} f(\alpha, k_\sigma) dh/h, \quad (4)$$

где α, β - функции пористости [3], $k_\sigma = (p - 2\sigma_r)/(p + \sigma_r)$,

$$f(\alpha, k_\sigma) = 1 - 2\xi_v/3\xi_z + (1+\alpha)\xi_v^2/9\alpha\xi_z^2, \quad \xi_v/\xi_z = 3\alpha k_\sigma/(1+\alpha k_\sigma).$$

Приводятся оценка скоростей деформаций ползучести $\dot{\xi}_r = \dot{\xi}_\theta, \dot{\xi}_v$ по сравнению с основной скоростью деформации $\dot{\xi}_z$ и значения функции $f(\alpha, k_\sigma)$, что позволяет упростить формулы (4).

Подставляя значения $\dot{\xi}_{\text{ЭКВ}}$ и q из (4) в уравнение состояния (1), эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ выражается через текущие параметры технологического процесса. С другой стороны, $\sigma_{\text{ЭКВ}}$, являясь одной из основных величин теории кратковременной ползучести [1] представляется через компоненты напряженного состояния. Это позволяет определить контактное давление p :

$$p = [-(1-2\alpha)\sigma_r + (\beta(1+\alpha)\sigma_{\text{ЭКВ}}^2 - 9\alpha\sigma_r^2)^{0.5}] / (1+\alpha) \quad (5)$$

Далее получаются следующие дифференциальные уравнения для нахождения текущей пористости материала θ и радиального напряжения σ_r :

$$d\theta = - \frac{3\alpha(1-\theta)(2\sigma_r - p) dh}{\beta^{0.5} \sigma_{\text{ЭКВ}} h}, \quad (6) \quad \frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{2\mu p}{h}, \quad (7)$$

где μ - коэффициент трения.

Численное решение задачи осуществляется шаговым методом. Сначала задается величина Δh ($\Delta h = -0,095h_0$, $h = 0,905h_0$ и $\ln(h_0/h) = 0,1$), далее по известным значениям a, v, m_1, m_2, h_0 и θ_0 по формуле (1) с учетом (4) устанавливается эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ на боковой цилиндрической поверхности заготовки радиусом R_0 (где $\sigma_r = 0$). Используя формулу (5), определяем контактное давление p_1 (первая точка). Задавая величину dr ($\Delta r = -R_0/8$, $R_0 = h_0/2$) и μ , по формуле (7) определяем $\Delta\sigma_r$ ($\sigma_r = \sigma_{r,1} + \Delta\sigma_r$) и т. д. Численное интегрирование дифференциального уравнения (7) продолжается до достижения оси заготовки.

В качестве примера рассматривается горячая осадка заготовки из материала Ст.45 [4] при температуре деформирования $T = 800^\circ \text{C}$, $\theta_0 = 0,1$, $\mu = 0,1$ и $|\dot{\xi}_z| = 0,1$.

В таблице приведены данные числового примера.

N точки	1	2	3	4	5	6	7	8
r	R_0	$7R_0/8$	$6R_0/8$	$5R_0/8$	$4R_0/8$	$3R_0/8$	$2R_0/8$	$R_0/8$
$-\Delta\sigma_r$ МПа	0	0,91	0,92	0,93	0,94	0,954	0,965	0,977
$-\sigma_r$ МПа	0	0,91	1,83	2,76	3,7	4,654	5,62	6,6
P МПа	65,3	66,5	67,5	68,3	69,1	69,9	70,8	71,6
k_σ	1	1,042	1,084	1,126	1,17	1,214	1,259	1,305
$-\Delta\theta$	0,0104	0,0109	0,0114	0,0118	0,0122	0,0127	0,0131	0,0136
θ	0,0896	0,0891	0,0886	0,0882	0,0878	0,0873	0,0869	0,0864
$-\dot{\xi}_r/\dot{\xi}_z$	0,145	0,443	0,441	0,138	0,136	0,134	0,132	0,129
$\dot{\xi}_v/\dot{\xi}_z$	0,11	0,114	0,118	0,123	0,128	0,132	0,137	0,142
$f(\alpha, k_\sigma)$	0,964	0,963	0,963	0,964	0,965	0,965	0,966	0,967

Как видно, расчетные данные таблицы полностью характеризуют технологический процесс горячей осадки круглых заготовок. Их анализ, в частности, показывает, что функция $f(\alpha, k_{\sigma})$ распределена по радиусу почти равномерно и близка к единице. Поэтому принимается $f(\alpha, k_{\sigma}) = 1$.

Литература

1. Петросян Г. А. Теория кратковременной ползучести пористых материалов. Межвузовский сборник научных трудов. Механика.- Ереван: Ереванский государственный университет, 1991.- С. 150-153.
2. Малинин Н.Н. Ползучесть в обработке металлов.- М: Машиностроение, 1986.- 221с.
3. Петросян Г.А. Пластическое деформирование порошковых материалов. - М: Металлургия, 1988.- 153с.
4. Теория прокатки: Справочник /А.И. Целиков и др. М: Металлургия, 1982.- 334 с.

ՄԵՏԱՂԱԿԱՆ ԳԼԱՆԱՅԻՆ ԲԱՐԱԿԱՊԱՏ ՖԻԼՏՐԵՐԻ ԱՍՐՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՄԵԹՈԴ

Գ. Պետրոսյան, Հ. Ղազարյան

Մետաղական ֆիլտրերը պատրաստում են փոշենյութից, որոնցում մեծ բանակությամբ ծակոտիների առկայությունը նվազեցնում է նրանց մեխանիկական հատկությունները և առաջին հերթին ածրությունը: Այդ պատճառով ֆիլտրերի ամրության հաշվարկը ձեռք է բերում առաջնային նշանակություն:

Ֆիլտրերի ամրության հաշվարկի [1]-ում առաջարկված մեթոդը հիմնված է իրական ծակոտկեն նյութերի պլաստիկ դեֆորմացիաների հետազոտության վրա: Վերլուծվում են ոչ ծակոտկեն նյութերի վտանգավոր վիճակի չափանիշները: Ցույց է տրվում, որ ծակոտկեն նյութերի սահմանային մակերևույթը կարելի է ներկայացնել ընդհանրացված էներգետիկ պայմանի տեսքով, եթե օգտագործենք լարման ինտենսիվությունը σ_0 , հիդրոստատիկ ճնշումը σ_0 , և նյութի ծակոտկենությունը v : Այդ դեպքում սահմանային մակերևույթը բնորոշող պայմանի մեջ մտցնում են ծակոտկենության α և β ֆունկցիաները: Ծակոտկեն, եռակցված փոշենյութերի համար օգտագործում են փորձնականորեն հիմնավորված և մեծ կիրառություն ստացած հետևյալ պայմանը [1]

$$\sigma_1^2 + 9\alpha\sigma_0^2 - \beta\sigma_{\text{համ}}^2 = 0, \quad (1)$$

որտեղ $\sigma_{\text{համ}}$ - համարժեք լարումն է:

(1) պայմանը հնարավորություն է տալիս ձևակերպել ծակոտկեն նյութի ամրության հաշվարկման սկզբնունքները: Ենթադրվում է, որ բարդ լարվածային վիճակը դառնում է սահմանային ծակոտկեն նյութի համար, եթե (1) բանաձևից որոշվող համարժեքային լարումը $\sigma_{\text{համ}}$ հավասարվում է ծակոտկեն նյութերի հիմնանյութի վտանգավոր լարմանը միառանցք լարվածային վիճակում σ_* :

$$\frac{1}{\beta^{0.5}} \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} + \alpha(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) = \sigma_* \quad (2)$$

Ծակոտկեն նմուշների ամրության սահմանների արժեքները որոշվում են սովորական մեթոդներով: Հիմնանյութի լարումները, հաշվի առնելով նյութի սկզբնական ծակոտկենությունը (v_0), համապատասխանաբար կլինեն ծակոտկեն նյութերի վտանգավոր լարումները σ_* : Հետևաբար (2) բանաձևից, միառանցք լարվածային վիճակի դեպքում կունենանք

$$\sigma_{\text{max}} = \sqrt{\beta/(1+3\alpha)} \sigma_*, \quad (3)$$

որտեղ σ_{max} - ձգման կամ սեղմման մաքսիմում լարումն է:

Տարբեր ծակոտկենություն ունեցող նյութերի համար տարբեր կլինեն, ինչպես մաքսիմալ լարումները σ_{max} , այնպես էլ վտանգավոր լարումները σ_* : Վերջիններս պետք է ընկած լինեն դեֆորմացման գրաֆիկի վրա:

Անհրաժեշտ է նշել, որ փոշենյութի դեֆորմացման գրաֆիկի փորձարարական եղանակով կառուցումը միշտ չէ, որ կարելի է իրականացնել համապատասխան նմուշների պատրաստման և փորձարկման, ինչպես նաև բազմաթիվ հաշվարկների հետ կապված դժվարությունների առջև դնելով:

Այդ պատճառով առաջարկվում է օգտագործել տեղեկատու աղյուսակներից տվյալ նյութի դեֆորմացման գրաֆիկը [2] և Ա. Յու. Բալչինի [3], պրակտիկ մեծ նշանակություն ունեցող և բազմաթիվ փորձերի հիման վրա առաջարկված հետևյալ բանաձևը, որը կապ է հաստատում ծակոտկեն նյութի ամրության սահմանը σ_{σ_0} և առաձգականության մոդուլը E , կոմպակտ (ծուլված) նյութի համապատասխան մեծությունների հետ (σ_{σ_0})_կ և E_k

$$\sigma_{\sigma_0} = (\sigma_{\sigma_0})_k E_k / E_k \quad (4)$$

խնդիրը լուծվում է տիտանի ֆիլտրերի համար: Այդ պատճառով [2]-ից վերցնում ենք տեխնիկական տիտանի պայմանական լարումների ձգման գրաֆիկը:

Հաշվի առնելով E -ի և E_k -ի միջև [1]-ում բերված $E = E_k(1-v_0)^{2.6}$ կախվածությունը և ընդունելով $\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\sigma_0}$, (4)-ից ստանում ենք

$$\sigma_{\text{max}} = (\sigma_{\sigma_0})_k (1 - v_0)^{2.6} \quad (5)$$

Օգտագործելով (σ_{σ_0})_կ = 700 ՄՊա տեխնիկական տիտանի ամրության սահմանի իրական արժեքը (5) բանաձևով հաշվում ենք տարբեր սկզբնական ծակոտկենություն ունեցող նմուշների ամրության սահմանները, որոնց տվյալները բերված են աղյուսակ 1-ում:

Աղյուսակ 1

v_0	σ_{max} [ՄՊա]	α	β	σ_* [ՄՊա]	δ_1	δ_2
0	700	0	1	700	0.714	0.619
0.10	532	0.038	0.77	616	0.94	0.84
0.20	392	0.057	0.58	531	1.27	1.175
0.30	277	0.0734	0.43	433	1.8	1.67
0.40	188	0.0917	0.33	345	2.69	2.5

Այնուհետև (3) բանաձևով կարող ենք հաշվել տվյալ ծակոտկենության նյութի հիմնանյութի վտանգավոր σ_* լարումը: Աղյուսակ 1-ում բերված են α , β ֆունկցիաների(երբ $v_0 \leq 0.25$ $\alpha = 0.15v_0^{0.6}$, $\beta = 1 - 1.8v_0^{0.9}$ և երբ $v_0 > 0.25$ $\alpha = 0.0185 + 0.183v_0$, $\beta = 0.73 - v_0$) [1] և վտանգավոր σ_* լարումների մեծությունները նյութի սկզբնական ծակոտկենության տարբեր արժեքների համար:

Այժմ կատարենք ներքին p ճնշումով բեռնավորված բարակապատ գլանային տիտանի ֆիլտրերի ամրության հաշվարկ հետևյալ դեպքերում՝ 1. երբ առանցքային (միջօրեական) լարումը բացակայում է $\sigma_m = 0$ (ֆիլտրերի ճակատները բաց են), 2. երբ առանցքային լարումը գոյություն ունի $\sigma_m \neq 0$ (ֆիլտրերի ճակատները փակ են): Օգտագործվում է բարակապատ թաղանթների անմոմենտ տեսությունը: Համապատասխանաբար կստանանք՝

$$\delta_1 = pR\sqrt{(1+\alpha)}/\sigma_*\beta, \quad \delta_2 = pR\sqrt{3(1+3\alpha)}/2\sigma_*\beta \quad (6)$$

Օգտագործելով (6) բանաձևերը, որոշվում են δ_1 և δ_2 ֆիլտրերի պատերի հաստության մեծությունները, որոնց արժեքները ներքին ճնշման $p = 10$ ՄՊա և ֆիլտրի շառավղի $R = 50$ մմ դեպքում բերված են աղյուսակ 1-ում:

Գրականություն

1. Петросян Г. А. Пластическое деформирование порошковых материалов. М.: Металлургия, 1988.-153с.

2. Расчеты на прочность в машиностроении/С.Д. Попомарев и др.-М.: Машигиз, 1956.-884 с.
3. Бальшин М. Ю. Научные основы порошковой металлургии и волокна.-М.: Металлургия, 1972.-535 с.

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ МЕХАНИЗМА И ЕГО КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАР НА ПОТЕРИ НА ТРЕНИЕ В КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Р. Джавахян, К. Гаспарян, П. Ахиян

Проблема уменьшения потерь на трение в кинематических парах механизмов становится особенно актуальной с развитием быстроходных машин и механизмов. Являясь одним из факторов риска работы машины и неизбежно присутствуя во всех ее сочленениях, трение приводит:

- к износу деталей машин с ухудшением их функционирования, повышением шума и сокращением межремонтных циклов,
- к нагреву сочлененных элементов с провоцированием затрудненной смазки,
- к перерасходу энергии из-за повышения приводной мощности, что, в конечном итоге, приводит к уменьшению КПД механизма.

В отличие от наиболее распространенных методов уменьшения потерь мощности на трение, которые в конечном счете сводятся к уменьшению коэффициента трения (применение антифрикционных материалов и смазок, повышение чистоты поверхностей элементов кинематических пар и т.д.), в настоящей работе предлагается метод уменьшения потерь на трение в кинематических парах механизма посредством уменьшения реакций в точках контактов элементов кинематических пар. Поставленная цель достигается посредством рационального выбора как геометрических размеров звеньев, так и конструктивных размеров кинематических пар рассматриваемых механизмов. Причем варьирование геометрических размеров звеньев механизма проводится с учетом ограничений на изменение кинематических параметров механизма.

В качестве объектов исследования выбраны пространственные рычажные механизмы, такие как ВССВ, ВСЦВ, ВСЦД, получившие наибольшее распространение в различных отраслях техники. Рассмотрены также плоские рычажные механизмы с учетом пространственности их реальных конструкций.

Как известно, мощность, расходуемая на преодоление трения во вращательной паре $i-k$, определяется по формуле

$$P_{fk} = (F_{1ik} + F_{2ik}) \cdot \mu_{ik} \cdot r_{ik} \cdot \omega_k$$

а для поступательной пары $m-n$ по формуле,

$$P_{fnn} = (F_{1nm} + F_{2nm}) \cdot \mu_{nm} \cdot v_{nm}$$

где для кинематических пары $i-k$, F_1, F_2 - реакции в точках контакта элементов пары;

μ - коэффициент трения между элементами пары;

ω - относительная угловая скорость звеньев пары;

v - относительная линейная скорость.

Расчет контактных реакций точек контакта элементов пары производится по предложенному ранее методу "пространственного четырехугольника". При этом рассматривается реальная картина контакта звеньев с учетом наличия или отсутствия зазоров между элементами, образующими кинематические пары (геометрические размеры пары, разовидность ее конструкций, расположение пары относительно выбранных координатных осей). Результаты анализа показали, что поте-

ри мощности на преодоление сил трения можно значительно уменьшить за счет правильного выбора вышеперечисленных параметров. На примере плоских рычажных механизмов показано, что потери мощности в их кинематических парах во многом зависят от пространственности конструкции этих механизмов.

С учетом пайденных потерь трения в отдельных кинематических парах механизмов определены КПД механизмов.

Таким образом, еще на стадии проектирования определяются возможные потери мощности на преодоление трения и рекомендуются такие геометрические размеры звеньев и конструктивные размеры элементов пар, которые обеспечивают минимальные потери мощности на трение.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО НАСОСА НА СКОРОСТНЫХ СУДОМОДЕЛЯХ

А. Шахазизян

Известно, что можно существенно повысить мощность двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и при этом уменьшить шум, применяя настроенный газодинамический насос (ГДН) - выхлопную резонансную трубу. Впервые на моделях ГДН был применен Б.Вишневским в 1996 г.г. Несмотря на дальнейшие многочисленные исследования и широкое применение ГДН, работы в направлении поиска оптимальных геометрических параметров ГДН в зависимости от внешних характеристик ДВС, физических параметров и эксплуатационных режимов моделей до сих пор продолжаются. Как показывают опыты, при высоких частотах (число оборотов ДВС $n > 30000$ об/мин), помимо основных физических параметров, на эффективность работы ГДН немаловажное влияние оказывает и форма последнего. Взамен распространенных ГДН с прямолинейными контурами эффективнее становятся ГДН с криволинейными контурами, которые обеспечивают более плавную "мягкую" работу ДВС в переходных режимах (с дорезонансного в резонансный) и позволяют расширить диапазон работы при высоком КПД ДВС. Последнее особо важно для судомоделей, которые отличаются сложными специфическими эксплуатационными характеристиками (движение по воде с дальнейшим отрывом от нее и движением по воздуху). Оптимальным можно считать ГДН, контур которого представляет сопряжение двух кривых: экспоненциальной (диффузор) и параболической- (импульсная камера), координаты которого приведены в таблице.

ТАБЛИЦА КООРДИНАТ ПРОФИЛЯ (ОБРАЗУЮЩЕЙ) ГДН

No	X	Y	No	X	Y	No	X	Y
		±			±			±
1	0.000	0.100	15	0.350	0.175	29	0.700	0.300
2	0.025	0.104	16	0.375	0.182	30	0.725	0.298
3	0.050	0.108	17	0.400	0.190	31	0.750	0.295
4	0.075	0.112	18	0.425	0.198	32	0.775	0.290
5	0.100	0.117	19	0.450	0.206	33	0.800	0.282
6	0.125	0.122	20	0.475	0.214	34	0.828	0.272
7	0.150	0.127	21	0.500	0.223	35	0.850	0.259
8	0.175	0.132	22	0.525	0.243	36	0.875	0.243
9	0.200	0.137	23	0.550	0.259	37	0.900	0.223
10	0.225	0.143	24	0.575	0.272	38	0.925	0.198
11	0.250	0.149	25	0.600	0.282	39	0.950	0.165
12	0.275	0.155	26	0.625	0.290	40	0.975	0.119
13	0.300	0.162	27	0.650	0.295	41	1.000	0.000
14	0.325	0.168	28	0.675	0.298			

Коэффициенты координат для расчетной длины (L) и объема (V) ГДН могут быть представлены: $K_x = L/L_{\text{пр}}$; $K_y = (V/V_{\text{пр}} \cdot K_x)^{1/2}$, где, согласно приведенной геометрии $L_{\text{пр}} = 1$, $V_{\text{пр}} = 0.1448042$. Расчетная длина ГДН определяется по формуле $L = 54.453589 \cdot C \cdot (\varphi_B - \varphi_n) / \pi$, где φ_B - фаза выхлопа ДВС (град); φ_n - фаза перепуска ДВС (град); π - число оборотов ДВС (мин⁻¹); C - скоростной параметр среды (м/сек), который определяется из соотношения $C = \Lambda \cdot N \cdot \pi / 30000 + 220$, где N - ход поршня (см), Λ - топливный коэффициент, который можно принимать $\Lambda = 20$ для метанолевого топлива с 20% касторового масла или бензинового топлива с 5% масла. Как показывают опыты, наблюдается линейная зависимость между изменением Λ от процентного изменения количества масла в топливе, что составляет $\Delta\Lambda = \pm 0.5$ при соответственном увеличении или уменьшении масла на 5%. Для дизельного топлива $C = 20 \cdot N \cdot \pi / 30000 + 20$. Числовые значения энергетических характеристик выхлопных газов для различных топлив и смесей не проработаны. Эксперименты выявили тенденции этих показателей по мере убывания: бензин с присадками, бензин, метанолю-нитрометанские смеси, метанол, дизельные топлива, нефтяные, дизельные топлива в смесях с эфиром. Наличие в смесях масел и других негорючих присадок снижает энергетические показатели. Объем ГДН должен быть тем больше, чем выше энергетические показатели, но не более 36-кратного объема цилиндра. Исходный диаметр D_0 впускного сечения ГДН определяется из соотношения $D_0 = (5.6 \cdot S_B / \pi)^{1/2}$, где S_B - площадь проекции выхлопного окна на плоскость, касательную к зеркалу цилиндра (мм²). Площадь проходного сечения выпускного патрубка, находящегося в неподвижной среде, можно представить в виде функции $S_0 = f(V_{\text{ДВС}}, V, n, \varphi_B)$. Экспериментально получено, что $S_0 = 2.07 V_{\text{ДВС}}^2 \pi / \varphi_B$. Площадь проходного сечения патрубка, находящегося в потоке с установившейся скоростью V (км/ч), $S_V = S_0 - S_0 \cdot V / 657$ (мм²). Влияние длины патрубка на качественные параметры работы ГДН-ДВС было заметным только при уменьшении длины $\ell < 2d$. При значительном увеличении длины патрубка [$\ell > (18 \div 20)d$] наблюдается некоторое повышение давления в ГДН.

Литература

1. Жидков С. Н. Секреты высоких скоростей. М.: Машиностроение, 1995. - 217 с.
2. Krause V. Modellmotoren. Transpress VEB Verlag für Verkehrswesen, Berlin, 1978. P. 75-83.
3. Шахазизян А. Г. О системе двигатель-резонансная труба-воздушный винт скоростных судоводелей Сб материалов конф. ГИУА, Ереван, 1998 г. - 322 с.

К ЗАДАЧЕ УПРУГО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ СМАЗКИ ДЛЯ РЕЖИМА ОГРАНИЧЕННОГО СМАЗЫВАНИЯ

А. Шекян

Рассмотрена плоская задача жидкостного трения упругого сплошного длинного цилиндра с недеформируемой длинной трубой, когда труба неподвижно

удерживается, а цилиндр свободно установлен в трубе. Под действием внешних сил цилиндр равномерно вращается вокруг своей оси и одновременно через тонкий смазочный слой вязкой жидкости надавливает на трубу. Задача рассмотрена в рамках упруго-гидродинамической теории смазки для режима ограниченного смазывания. Приняв граничные условия Прандтля-Хопкинса и Александрова соответственно на входе и на выходе зоны трения, задача сведена к замкнутой системе нелинейных уравнений, полное математическое исследование которой проведено на основе принципа сжатых отображений в пространстве непрерывных функций с чебышевской метрикой [1].

В зоне $-\alpha \leq \varphi \leq \beta$ жидкостного трения цилиндра 1 и трубы 2 (рис.1) выполняются уравнение Рейнольдса

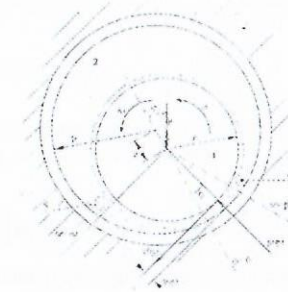


Рис.1. Взаимодействие цилиндра и трубы через тонкий смазочный слой.

$$\frac{d}{d\varphi} \left\{ \frac{h^3(\varphi)}{\exp[kr(\varphi)]} \times \frac{dp(\varphi)}{d\varphi} \right\} = 6gr^2 \omega \eta^0 \frac{dh(\varphi)}{d\varphi} \quad (1)$$

и условие равенства радиальных перемещений

$$h(\varphi) = u(\varphi) + R - r - e \cos \varphi, \quad (2)$$

где $h(\varphi)$ - толщина смазочного слоя, $p(\varphi)$ - давление в смазке, η^0 - коэффициент вязкости смазки при $p = 0$, k - ньютонокоэффициент вязкости, ω - угловая скорость цилиндра, r - радиус цилиндра, R - внутренний радиус трубы, e - расстояние между осями цилиндра и трубы, $u(\varphi)$ - упругие перемещения граничных точек цилиндра в направлении внутренней норми

$$u(\varphi) = \frac{2(1-\nu^2)}{\pi E} \left\{ r \int_{-\alpha}^{\beta} p(\vartheta) \ln \frac{1}{2 \left| \sin \frac{\vartheta - \varphi}{2} \right|} d\vartheta + \frac{P}{8\pi} \times \right. \quad (3)$$

$$\left. \times \left[\frac{1}{1-\nu} + 12 \cos(\varphi + \varphi_c) + \frac{1-2\nu}{1-\nu} \cos 2(\varphi + \varphi_c) \right] \right\},$$

P - главный вектор заданных внешних сил, равномерно распределенных по всем точкам единицы длины цилиндра, E и ν - упругие постоянные цилиндра.

Началом области контакта считаем конец застойной или вихровой малой зоны S , соответствующей координате $\varphi = -\alpha$, а концом области контакта - точки с координатой $\varphi = \beta$, находящуюся от центра S мениска разрыва смазочной пленки на расстоянии внутреннего радиуса мениска. Тогда условия равновесия цилиндра принимают вид

$$\int_{-\alpha}^{\beta} [p(\varphi) \sin(\varphi + \varphi_c) + \tau(\varphi) \cos(\varphi + \varphi_c)] d\varphi = 0, \quad (4)$$

$$\int_{-\alpha}^{\beta} [p(\varphi) \cos(\varphi + \varphi_c) - \tau(\varphi) \sin(\varphi + \varphi_c)] d\varphi = P, \quad (5)$$

$$\int_{-\alpha}^{\beta} \tau(\varphi) d\varphi = M, \quad (6)$$

а граничные условия на входе и выходе зоны трения:

$$p(-\alpha) = 0, \quad \left. \frac{dp(\varphi)}{d\varphi} \right|_{\varphi=-\alpha} = 2r^2 \omega \eta^0 h^{-2} (-\alpha), \quad (7)$$

$$p(\beta) = 0, \quad \left. \frac{dp(\varphi)}{d\varphi} \right|_{\varphi=\beta} = -9r(\omega r \eta^0)^{2/3} (2T)^{1/3} h^{-2} (\beta), \quad (8)$$

где M — вращающий момент внешних сил на единице длины цилиндра, T — поверхностное натяжение в смазке, а $\tau(\varphi)$ — касательное контактное напряжение на поверхности цилиндра:

$$\tau(\varphi) = \frac{h(\varphi)}{2r} \times \frac{dp(\varphi)}{d\varphi} + \frac{\omega r}{h(\varphi)} \eta^0 \exp[kp(\varphi)] \quad (9)$$

Соотношения (1) — (9) составляют замкнутую систему уравнений для определения $h(\varphi)$, $p(\varphi)$, $\tau(\varphi)$, $u(\varphi)$, α , β , e , φ_c , M и двух постоянных интегрирования управления (1).

Литература

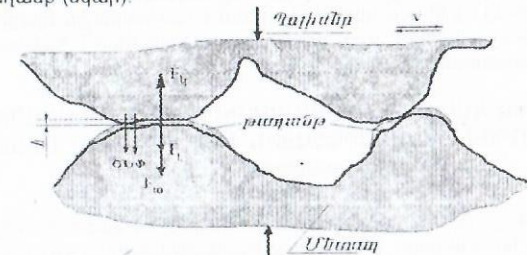
1. Мхитарян С.М., Шемян А.А. Плоская контактная задача для двух шероховатых твердых тел, изготовленных из степенно упрочняющихся материалов Изв. АН АрмССР, Механика. Т.30, №3, С.3-18.

ՏԵՂԱԿԱՆ ՀԱՆՔԱՆՅՈՒԹԵՐՈՎ ՊՈԼԻՄԵՐԱՅԻՆ ՇՓԱՆՅՈՒԹԵՐԻ ԻՆՔՆԱՅՈՒՄԱՆ ՍԵՒԱՆԻՋՄԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ

Ա. Պողոսյան, Ա. Իսաջանյան, Կ. Հովհաննիսյան, Ա. Կարապետյան

Հանքանյութերի և արտադրական բաղադրանքների կիրառմամբ պոլիմերային հիմքով ինքնալուծվող կոմպոզիտային շփանյութերի ստեղծումը տնտեսական և շփագիտական կարևոր խնդիր է: Ֆորմալդեհիդի համապոլիմերի հիմքով կոմպոզիտների համար օգտագործվել են ոչ ալանդրական լցանյութեր՝ տուֆ, տրավերտին, բենտոնիտ, պերլիտ, մարմար և մոլիբդենի խտանյութ: Կատարվել է կոմպոզիտային նյութերի շփագիտական և տեխնոլոգիական հատկությունների վրա նշված հանքանյութերի տեսակի, քանակության, հատիկների չափերի և դրանց մոդիֆիկացման ազդեցության առումներում: Յուրման բացակայության պայմաններում աշխատող և տրված շփական հատկություններով նոր մշակայուն մեքենքմասերի ստեղծման համար ընդգծված է մետաղապոլիմերային համակարգում շփական նյութափոխանցման երևույթի գործնական իրականացման կարևորությունը: Կոմպոզիտային նյութերի մակերևութային մշակումների և աշխատանքային պայմանների ճիշտ ընտրության համար կարևոր է շփման և մաշման տարբեր մեխանիզմների ճիշտ պատկերացումը: Քանի որ նյութերի շփման և մաշման պրոցեսը զանազան մեխանիզմներ և գործոններ ընդգրկած շատ բարդ երևույթ է, ապա նյութերի նախագծման հիմքում դրվել են ինքնալուծման մեխանիզմի սկզբունքները, օգտագործելով շփանյութափոխանցման բաղանքի հատկությունները:

Այսպիսով, նշված նյութերի ստեղծման համար տեսական հիմք է հանդիսացել շփանյութափոխանցման երևույթը, ըստ որի մետաղական հակամարմնի մակերևութին շփման ընթացքում առաջանում է ինքնալուծման բաղանք: "Չոր" շփման պայմաններում պոլիմերային նյութի մակերևութային շերտի մասնիկները տարբեր ֆիզիկաքիմիական երևույթների (ադիզիայի, էլեկտրաստատիկ փոխազդեցության, դիֆուզիայի) զուգակցական ազդեցության տակ փոխանցվում են մետաղական մարմնի վրա և առաջացնում ինքնալուծման բաղանք (նկար):



Շփանյութափոխանցման բաղանքի ձևավորման սխեման

Շփանյութափոխանցումն իրականացվում է այն պահին, երբ ապահովվում է հետևյալ պայմանը

$$F_{\omega} + F_{\tau} \geq F_{\phi}, \quad (1)$$

որտեղ F_{ω} -ն մետաղական և պոլիմերային նյութերի մակերևութային շերտերի ադիզիոն փոխազդեցության ուժն է, F_{τ} -ն հակադարձ լիցքավորված մակերևութների էլեկտրաստատիկ ձողողության ուժը, F_{ϕ} -ն պոլիմերային նյութի մոլեկուլների շրթանների միջև կոհեզիայի ուժը:

Մասնակի ընթացքում շփանյութափոխանցման բաղանքը կորցնում է կոռոզնակությունը, ապա քայքայվում և դուրս մղվում շփման գոտուց մաշման մասնիկների տեսքով, ինչը տեղի է ունենում այն պահին, երբ կրկնվող բեռնվածությունների ենթարկվող բաղանքի մեջ կուտակված առաձգական լարումների էներգիան հավասարվում կամ գերազանցում է մետաղ-բաղանք միջմակերևութային ադիզիոն էներգիայի արժեքը

$$U_{\omega n} \geq U_{\omega}, \quad (2)$$

որտեղ $U_{\omega n}$ -ն առաձգական լարումների էներգիան է, U_{ω} -ն ադիզիոն էներգիան:

Շփագիտական փորձարկումների արդյունքները ցույց են տալիս, որ մաշման ուժգնության և շփման գործակցի արժեքների նվազումը սերտորեն կապված է ինչպես շփանյութի տեսակի, այնպես էլ դրա կազմության հետ: Շփական հատկությունները հիմնականում պայմանավորված են մետաղական հակամարմնի շփամակերևութին տեղի ունեցող երկու երևույթներով՝ արագիվային հղկմամբ և շփանյութափոխանցման բաղանքի առաջացմամբ: Ըստ այդմ, կոմպոզիտները պատրաստվել են, որպես լցանյութ օգտագործելով սովորական կամ մոդիֆիկացված հանքանյութեր: Քանի որ տուֆը և պերլիտն ունեն սյունակային կառուցվածք և բարձր կարծրություն, հետևաբար դրանց ազդեցության մեխանիզմը մետաղական մակերևութի հղկամշակումն է, իսկ տրավերտինը, բենտոնիտը և մարմարը օժտված են իզոնետրական կառուցվածքով, համեմատաբար ցածր արագիվությունով, ուստի նպաստում են ամուր և երկարակյաց բաղանքի առաջացմանը: Ընդ որում այդ ազդեցությունը կարելի է զգալիորեն ուժեղացնել՝ լցանյութերն ենթարկելով հետևյալ հատուկ մշակումների՝ ա) մեքանոլի միջավայրում ուլտրաձայնային մաքրումից հետո պլանետար աղացում մասնիկների մեխանիկական ակտիվացում, որի հետևանքով հանքանյութը դառնում է ռեսակտիվ, ներառյալ նաև ազատ ռադիկալների առաջացումը, բ) բարձր հաճախությամբ խառնիչի օգնությամբ հարստացում ֆտորալկաններով և գ) մինչև 350 °C տաքացված ստեարինաթթվով և սողայի պլանետալիզով մշակում, երբ դրանք փոխազդում են և կազմում բարձր ակտիվությամբ բաղադրյալ նյութ: Նշված մոդիֆիկացիան ապահովում է ամուր կապակցություն պոլիմերի և հանքանյութի մասնիկների միջև, ինչպես նաև նպաստում է համասեռ շփանյութափոխանցման բաղանքի ձևավորմանը,

ինչը կատարում է հիմնական դերն ինքնայուղման մեխանիզմում և ապահովում է կոմպոզիտային շփանյութերի բարձր մաշակայունությունը:

Հայտնի է, որ պոլիմերային կոմպոզիտների հատկությունների ուսումնասիրման վերաբերյալ աշխատանքները սահմանափակվել են լցանյութը որպես եզակի միացություն դիտարկելով: Հանքանյութերը բազում միացությունների խառնուրդներ են, այդ պատճառով դրանց կիրառմամբ կոմպոզիտների շփագիտական հատկությունների ուսումնասիրումը բարդ խնդիր է և պահանջում է ավելի խորը հետազոտում: Հետեզոտության այս ուղղության զարգացումը ոչ միայն զգալի ներդրում է պոլիմերային հիմքով կոմպոզիտների շփագիտության բնագավառում, այլև տնտեսապես շահավետ է հանքանյութերով չափազանց հարուստ Հայաստանի համար:

ԼԱՐՈՒՄՆԵՐԻ ԿՈՒՏԱԿԱՍԱՆ ՈՒՍՈՒՄՆԱՍԻՐՈՒՄԸ ԼՈՒՍԱԿԱՆՉԳԱՎԱՆՈՒԹՅԱՆ ՄԵԹՈՂՈՎ ՀԱՄԱԿԱՐԳՉԱՅԻՆ ԻՆՏԵՐՖԵՅՍԻ ՄԻՋՈՑՈՎ

Ս. Գասպարյան, Գ. Սկյուրնի

Մեքենամասերի շահագործական երկարակեցության գնահատումը կանխատեսում է փորձանմուշների հոգնածային ամրության հավանականային բնութագրերի կիրառման անհրաժեշտությունը՝ կառուցվածքային գործոնների լարումների կուտակման և մասշտաբային էֆեկտի հաշվառմամբ: Նշված գործոնների ազդեցությունը մեքենամասերի դիմացկունության սահմանների միջին արժեքների ու միջին քառակուսային շեղումների վրա նկարագրելիս նպատակահարմար է կիրառել հոգնածային քայքայման վիճակագրական նմանության տեսությունը՝ կառուցված «ամենաթույլ օղակի» մտաղմբոնման հիման վրա: Հոգնածային քայքայման այդ տեսությունը կանխադրվում է ճաքի առաջացման հավանականությամբ՝ պայմանով, որ լարումների կուտակման տիրույթում առավելագույն առաջին գլխավոր լարումը չգերազանցի դրանց տրված արժեքը այն դեպքում, երբ տարբեր չափերի, բայց նման ուլիվագծերի փորձանմուշների և բնօրինակային մեքենամասերի հարաչափերը բնութագրվում են L/\bar{G} նմանության չափանիշով: Մեքենամասերի հոգնածային ամրության որոշման համար տվյալ տեսության կիրառումը հնարավոր է, եթե հայտնի է լարումների բաշխման դիագրամը լարումների կուտակման գոտում, որը կանխորոշում է լարումների հարաբերական գրադիենտը $\bar{G} = G/\sigma_{max}$ և մեքենամասի աշխատանքային հատույթի L պարագիծը: Լարումների բաշխման օրինաչափությունները ուսումնասիրվել են լուսաառածգականության մեթոդով՝ օգտագործելով էպոքսիդային խեժից պատրաստված երիթային միացություն նմանակող և $125 \times 25 \times 4$ մմ չափերի ուղղանկյուն հատույթի ձողերի տեսքով պողպատյա d տրամագծի գլանաձևից մինչև $4d$ երկարության հատվածակողմային չորսական չափի երիթաներդրակներով փորձանմուշներ: Փորձերը կատարվել են ԻԻԿ-125 բևեռադիտակի կիրառմամբ, որտեղ փորձանմուշների բեռնավորումն իրականացվել է նախագծված սարքի միջոցով, որը զսպանակների կիրառմամբ ապահովում է դրանց երկայնական, և երիթի միջոցով լայնական ուղղություններով ձգում, նմանակելով լիսեի ծռում ու ոլորող մոմենտի փոխանցում: Այդ մեթոդի էությունը հետևյալն է բեռնավորման դեպքում որոշ նյութերի կրկնակի ճառագայթաբեկման երևույթի հետևանքով դիտվում է մեներանգ լույսի ուժգնության պարբերային փոփոխում, որն արտահայտվում է վերադրման պատճառով լույսի շերտ առ շերտ լրիվ մարումներով իզոբրոններով: Կրկնակի ճառագայթաբեկման և լարումների կախումն արտահայտվում է հետևյալ տեսքով $n = C[(\sigma_1 - \sigma_2)/\lambda]$, որտեղ λ -ն լույսի ալիքի երկարությունն է, n -ը շերտերի կարգը, C -ն ըստ լարումների օպտիկական զգայունության գործակիցը, t -ն լուսարկման գծով փորձանմուշի հաստությունը: Ստուգաճշտումն անցկացվել է դիտարկվող փորձանմուշներով բացառելով նյութի օպտիկական հաստատունի որոշումը լուսանկարելու պահին, և ինտերֆեյսի համակարգչին փորձարարական սարքից փորձի տվյալների հացորդակցման միջոցների ու կանոնների համախմբի օգնությամբ: Որպես ինտերֆեյս օգտագործվել է բվանշախային լուսանկարչական ապարատ, փորձի ընթացքում փորձանմուշի վերադրական լուսապատկերը բևեռադիտակից համակարգչին հաղորդելու և որոշակի կազմված ծրագրի միջոցով

արդյունքները մշակելու համար: Ծրագրին իրականացնում է լուսապատկերի վրա գրոյական գծի, տեսածրման տիրույթի ու քայլի որոշումը և մաքսիմում-մինիմումների վեկտորների կառուցումը իզոբրոնների կարգերը որոշելու համար: Լարումների արժեքները արտահայտվում են չափագուրկ ձևով որպես դիտարկվող կետում և լարումների հավասարաչափ բաշխման տիրույթում իզոբրոնների կարգերի հարաբերություն: Երիթային անցքի կիսաշրջանային տեղամասի պարագծով իզոբրոնների շերտերի կարգը որոշվել է լուսապատկերից երագծի վրա դրանց էպյուրի արտարկման միջոցով: Երտերի կարգերի փոփոխման գրաֆիկները կառուցվել են շառավղային ուղղությամբ երիթի կիսաշրջանի կենտրոնն ու առավելագույն լարումների կետը միացնող գծով: Փորձերից ստացված արդյունքների մշակմամբ կառուցվել են լարումների բաշխման կորեր փորձանմուշի ամենաբեռնավորված տեղամասում՝ երիթի անցքի p -ի կիրառման կողմի ծայրային քառորդամասում, որոնք խմբավորվել են ըստ p/q և a/d հարաչափերի ազդեցության ($p=0...3$, $d=1...4$): Նմանության L/\bar{G} չափանիշի արժեքները այդ հարաչափերի ազդեցության հաշվառմամբ հաշվարկվել են $G = \frac{d}{dx} \sigma_{max}$ հիման վրա:

Գրականություն

1. Козаев В.П. и др., Расчеты деталей машины и конструкции на прочность и долговечность. — М.: Машиностроение, 1985. С.224
2. Дюрелли А., Райли У. Введение в фотомеханику. — М.: Мир, 1970. С.184

ԴԵՏԵՐՄԻՆԱՑՎԱԾ ՓՈՓՈԽԱԿԱՆՈՎ ՈՒՂՂԱԳԾԱՅԻՆ ՀԵՏՆԸՆԹԱՑԱՅԻՆ ՎԵՐԼՈՒԾՈՒԹՅԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԱՅԻՆ ՍԽԵՄԱ

Ս. Ստակյան, Ա. Գովհաննիսյան

Հետընթացային վերլուծության կիրառված կարելի է ուղղագծային առնչություններ հաստատել նորմալ բաշխված Y պատահական մեծության և X դետերմինացված փոփոխականի միջև, որի արժեքները տրվում են գիտափորձի իրականացման ծրագրի համաձայն: Գոյություն ունի հետազոտությունների մի մեծ դաս, որի փորձարկումների արդյունքները նկարագրվում են տվյալ սխեմայով և որոնց իրականացման ընթացքում, ընդհանուր դեպքում Y պատահական մեծությունների պայմանական ցրվածքներն ըստ

X -երի տրված մակարդակների կարող են հաստատուն չլինել և տրվել $S_y^2 = f_2(X)$ առնչությամբ:

Փորձառական հետընթացային գծի հավասարումը ներկայացնենք հետևյալ տեսքով՝

$$Y_x = \bar{y} + b(x - \bar{x}), \quad (1)$$

որի պարամետրերը որոշվում են նվազագույն քառակուսիների մեթոդի համաձայն՝

$$\left. \begin{aligned} \bar{x} &= \frac{\sum_{i=1}^m f_2(x_i) n_i \bar{x}_i}{\sum_{i=1}^m f_2(x_i) n_i}, \quad i = \overline{1, m}, \\ \bar{y} &= \frac{\sum_{i=1}^m f_2(x_i) n_i \bar{y}_i}{\sum_{i=1}^m f_2(x_i) n_i}, \\ b &= \frac{\sum_{i=1}^m f_2(x_i) n_i (x_i - \bar{x}) \bar{y}_i}{\sum_{i=1}^m f_2(x_i) n_i (x_i - \bar{x})^2}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

որտեղ m -ը x -երի մակարդակների թիվն է, n_i և $f_2(x_i)$ -ն x -երի i -րդ մակարդակի վրա փորձական կետերի թիվը և S_y^2 ցրվածքի ֆունկցիայի արժեքներն են, $f_2(x_i) n_i$ -ն փորձնական կետերի «քաշը», իսկ \bar{y}_i -ն Y պատահական մեծության պայմանական

աշխման ընտրանքային միջինը X -երի i -րդ մակարդակի վրա

$$\bar{y}_i = \sum_{j=1}^{n_i} y_{ij} / n_i, \quad i = \overline{1, m}, \quad j = \overline{1, n_i} \quad (3)$$

$s_y^2 = f_2(x)$ կապը դուրս բերելու համար որոշենք s_y^2 պայմանական ցրվածքները x -երի i -րդ մակարդակի վրա

$$s_{y_i}^2 = \sum_{j=1}^{n_i} (y_{ij} - \bar{y}_i)^2 / (n_i - 1) = \left[\sum_{j=1}^{n_i} y_{ij}^2 - \left(\sum_{j=1}^{n_i} y_{ij} \right)^2 / n_i \right] / (n_i - 1) \quad (4)$$

որոնց շարքի համասեռության "գրոյական" վարկածն անհրաժեշտ է ստուգել համաձայն Ֆիշերի կամ Բարտլեյտի չափանիշի:

(1)-ի գծայնությունը ստուգում են համաձայն F -չափանիշի՝

$$F = s_2^2 / s_1^2 \leq F_{1-\alpha} \quad (5)$$

որտեղ s_1^2 -ն միջինացրած ընտրանքային պայմանական ցրվածքն է (ներքին ցրվածքը)

$$s_1^2 = \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^{n_i} f_2(x) (y_{ij} - y)^2 / \left(\sum_{i=1}^m n_i - m \right) = \sum_{i=1}^m f_2(x) \left[\sum_{j=1}^{n_i} y_{ij}^2 - \left(\sum_{j=1}^{n_i} y_{ij} \right)^2 / n_i \right] / \left(\sum_{i=1}^m n_i - m \right) \quad (6)$$

s_2^2 -ն փորձառական հետընթացային գծի շուրջը ցրվածքն է՝

$$s_2^2 = \sum_{i=1}^m f_2(x_i) n_i (\bar{y}_i - Y_y)^2 / (m - 2) \quad (7)$$

իսկ $F_{1-\alpha}$ -ն F -չափանիշի կրիտիկական արժեքն է տրված α մակարդակի և

$k_1 = \sum_{i=1}^m n_i - m$, $k_2 = m - 2$ "ազատության աստիճանների" թվերի դեպքում:

Եթե ապահովվում է (5) պայմանը, հաստատվում է (1) հավասարման գծայնությունը:

Այդ դեպքում s_1^2 և s_2^2 ցրվածքները միավորվում են մի ընդհանուր գնահատականի մեջ՝

$$s^2 = \left[\left(\sum_{i=1}^m n_i - m \right) s_1^2 + (m - 2) s_2^2 \right] / \left[\left(\sum_{i=1}^m n_i - m \right) + (m - 2) \right] \quad (8)$$

կամ

$$s^2 = \left[\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^{n_i} f_2(x) (y_{ij} - Y_y)^2 \right] / \left(\sum_{i=1}^m n_i - 2 \right) \quad (9)$$

որի օգնությամբ որոշվում են (1) հավասարման պարամետրերի ցրվածքների գնահատականները

$$\left. \begin{aligned} s_a^2 &= s^2 / \sum_{i=1}^m f_2(x_i) m_i, \\ s_b^2 &= s^2 / \sum_{i=1}^m f_2(x_i) m_i (x_i - \bar{x})^2, \\ s_{\bar{x}}^2 &= s_a^2 + s_b^2 (x - \bar{x})^2, \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

իսկ պարամետրերի նշանակալիությունը ստուգում են Ստյուդենտի չափանիշով

$$t_a = |a|/s_a \geq t_{\alpha, k}, \quad t_b = |b|/s_b \geq t_{\alpha, k}, \quad t_{\bar{x}} = Y_{\bar{x}}/s_{\bar{x}} \geq t_{\alpha, k} \quad (11)$$

որտեղ $t_{\alpha, k}$ -ն Ստյուդենտի չափանիշի կրիտիկական արժեքն է տրված α մակարդակի և

$k = \sum_{i=1}^m n_i - 2$ -ի դեպքում:

Առաջարկված հաշվարկային սխեման օգտագործված է միջին ածխածնային պողպատներից պատրաստված փոխանցիչ մեխանիզմների լիսեռների հոգնածային դիմադրության պարամետրերի հավանական գնահատման համար:

О ПЕСИММЕТРИЧНОМ ВДАВЛИВАНИИ ЖЕСТКОГО ШТАМПА В УПРУГУЮ ОРТОТРОПНУЮ ПОЛУПЛОСКОСТЬ, ОСЛАБЛЕННУЮ ВНУТРЕННИМ ВЕРТИКАЛЬНЫМ КОНЕЧНЫМ РАЗРЕЗОМ

А. Григорян

Рассматривается плоская несимметричная контактная задача для упругой ортотропной полуплоскости ($z \geq 0; |x| < \infty$), ослабленной внутренним вертикальным конечным разрезом ($c < z < d$), когда на конечной длине ($a \leq x \leq b$) горизонтальной границы ($z = 0$) полуплоскости вдавливают жесткий штамп произвольной гладкой формы, расположенной несимметрично относительно оси разреза ($x = 0$).

Предполагается, что трение между штампом и полуплоскостью отсутствует. На границе полуплоскости вне штампа и на краях разреза действует произвольное нормальное давление.

Решение задачи представлено как сумма решений смешанных задач для двух квадратов, разделенных осью разреза ($i = 1$ - для правого квадрата, $i = 2$ - для левого квадрата).

В этом случае граничные условия и условия полного контакта квадратов будут:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x^{(1)}(x, 0) &= 0, 0 < x < a, & \tau_{xz}^{(1)}(x, 0) &= 0, 0 < x < \infty \\ U_x^{(1)}(x, 0) &= f_1(x), a \leq x \leq b, & \tau_{xz}^{(2)}(x, 0) &= f_2(x), -\infty < x < 0 \\ \sigma_x^{(2)}(x, 0) &= 0, b < x < \infty, & \sigma_x^{(2)}(x, 0) &= f_3(x), -\infty < x < 0 \\ \sigma_x^{(1)}(0, z) &= \sigma_x^{(2)}(0, z), & \tau_{xz}^{(1)}(0, z) &= \tau_{xz}^{(2)}(0, z), 0 < z < c \\ U_x^{(1)}(0, z) &= U_x^{(2)}(0, z), & U_x^{(1)}(0, z) &= U_x^{(2)}(0, z), 0 \leq z \leq c \\ \sigma_x^{(1)}(0, z) &= f_4(z), c < z < d, & \sigma_x^{(2)}(0, z) &= f_4(z), c < z < d \\ \tau_{xz}^{(1)}(0, z) &= 0, c < z < d, & \tau_{xz}^{(2)}(0, z) &= 0, c < z < d \\ \sigma_x^{(1)}(0, z) &= \sigma_x^{(2)}(0, z), & \tau_{xz}^{(1)}(0, z) &= \tau_{xz}^{(2)}(0, z), d < z < \infty \\ U_x^{(1)}(0, z) &= U_x^{(2)}(0, z), & U_x^{(1)}(0, z) &= U_x^{(2)}(0, z), d \leq z < \infty \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Задача решается методом Фурье в перемещениях. Решение в виде сумм интегралов Фурье, представлено в работе [1].

Пользуясь [1] и основными соотношениями теории упругости [2], можно все компоненты упругого поля выразить через известные функции интегрирования.

Удовлетворяя условиям (1), получены интегральные соотношения и системы «тройных» интегральных уравнений для определения неизвестных функций интегрирования.

«Тройные» интегральные уравнения решены, пользуясь методами, указанными в работах [1,3-6], и на основе [7].

После решения этих уравнений задача сводится к решению системы регулярных интегральных уравнений типа Фредгольма второго рода методом последовательных приближений. После решения этой системы определяются неизвестные функции интегрирования.

Далее, используя основные соотношения теории упругости [2], можно определить напряжения, перемещения и деформации в любой точке полуплоскости.

В частности, определены нормальные напряжения под штампом, нормальные перемещения вне штампа, нормальные и касательные напряжения вне разреза, горизонтальные перемещения в разрезе.

Литература

1. Григорян А. Сб. науч. трудов конф. ЕГУ, 1997-С.216-219.
2. Крестенсен Р., Введение в механику композитов.: Мир, 1982, с.337.
3. Топоян В. Мелкумян С. ДАН Арм.ССР, т.7, №5, 1973 С.282-288.
4. Бабоян А. ДАН Арм.ССР, т.39, №3, 1964, с.149-157.
5. Топоян В., Мелкумян С. ДАН Арм.ССР, т.65, №2, 1977, с.122-127.
6. L.Sneddon and P.Srivastav, Dual Series Relations-III. Dual Relations Involving Trigonometric Series, Proc. Roy. Soc. Edin, vol.66, part 3, 1964, page 173-184.
7. Градштейн И. Рыжик М. Таблицы интегралов сумм, рядов и произведений, М: Физматгиз, 1962, 1100с.

ОБ ОДНОМ УТОЧНЕНИИ АСИМПТОТИКИ ПЛОТНОСТИ ИУ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ В ОКРЕСТНОСТИ УГЛОВ УПРУГИХ ОБЛАСТЕЙ

В. Арсенян

Применение асимптотики ИУ плоской теории упругости в окрестности нерегулярной точки границы предложено в [1] и численно реализовано в [2]. В настоящей работе показывается, что, если в окрестности углов области напряжения конечны, то представление асимптотики, предлагаемое в [1], требует уточнения.

Следуя [1], асимптотическое представление плотности $\omega(t)$ на малых отрезках δ_j^- и δ_{j+1}^+ , образующих в угловой точке $a_{j+1} = a$ угол $\beta > \pi$, представим в следующем виде

$$\omega^+(t) = A^+(t-a)^{\lambda} + E_0^+ + E_1^+(t-a) + E_2^+(t-a)^2 + \dots \quad (1)$$

при условии $E_0^- = E_0^+$, где $\lambda < 1$ определяется из уравнений $\sin \lambda = \mp \lambda \sin \beta$ в зависимости от краевых условий на δ_j^- и δ_{j+1}^+ . При этом, если напряжения в угловой точке a конечны, то из (1) необходимо исключить нерегулярный член с показателем $\lambda < 1$. Однако, оказывается, что этого недостаточно, и решение в угловой точке a будет регулярным только при определенных условиях, полученных ниже.

Пусть в окрестности угла a напряжения конечны и, поэтому, плотность $\omega(t)$ представим только регулярными членами

$$\omega^+(t) = E_0^+ + E_1^+(t-a) + E_2^+(t-a)^2 + \dots; E_0^- = E_0^+; \quad (2)$$

Вычислим главные значения функций $\varphi(z)$ и $\psi(z)$,

$$\varphi(z) = \frac{1}{2\pi i} \int_{\delta_j^-} \frac{\omega(t) dt}{t-z} \quad (3)$$

$$\varphi(z) = \frac{1}{2\pi i} \int \frac{\omega(t) dt + \omega(t) dt}{t-z} - \frac{1}{2\pi i} \int \frac{t \omega(t) dt}{(t-z)^2} + \frac{b}{z} \quad (4)$$

в окрестности угла A бесконечной плоскости с отверстием, ограничиваясь тремя членами в представлении (2). Для этого интегралы, входящие в (3) и (4), разбиваем на сумму трех интегралов, распространенных по δ_j^- , δ_{j+1}^+ и оставшейся части контура $L \setminus (\delta_j^- + \delta_{j+1}^+)$. При этом последние интегралы являются аналитическими функциями в угловой точке A , т.к. точка z расположена вне части контура $L \setminus (\delta_j^- + \delta_{j+1}^+)$. Воспользуемся следующими формулами [3]

$$I_1 = \frac{1}{2\pi i} \int_{\delta_j^-} \frac{t-a}{t-z} dt = \frac{1}{2\pi i} \int_{\delta_j^-} \frac{(t-z+z-a)}{t-z} dt = \frac{z-a}{2\pi i} \ln(z-a) + O_1,$$

$$I_2 = \frac{1}{2\pi i} \int_{\delta_{j+1}^+} \frac{t-a}{t-z} dt = \frac{1}{2\pi i} \int_{\delta_{j+1}^+} \frac{t-z}{t-z} dt + \frac{z-a}{2\pi i} \int_{\delta_{j+1}^+} \frac{dt}{t-z} = \frac{z-a}{2\pi i} \ln(z-a) + O_2,$$

$$I_3 = \frac{1}{2\pi i} \int_{\delta_j^-} \frac{(t-a)^2}{t-z} dt = (z-a)I_1 + O_3,$$

где O_1, O_2, O_3 - бесконечно дифференцируемые функции в точке a .

Аналогично вычисляются и интегралы на δ_{j+1}^+ . Таким образом разложение функций $\varphi(z)$ и $\psi(z)$ в окрестности угла a будет иметь вид

$$\varphi(z) = \frac{E_1^- - E_1^+}{2\pi i} (z-a) \ln(z-a) + \frac{E_2^- - E_2^+}{2\pi i} (z-a)^2 \ln(z-a) + \varphi_0(z),$$

$$\psi(z) = \frac{E_1^+ - E_1^-}{2\pi i} \bar{a} \ln(z-a) + \frac{E_1^- - E_1^+ + E_1^+ - E_1^-}{2\pi i} (z-\bar{a}) \ln(z-a) + \quad (5)$$

$$+ \frac{E_2^+ - E_2^-}{2\pi i} 2\bar{a}(z-a) \ln(z-a) + \frac{E_2^- - E_2^+}{2\pi i} (z-\bar{a})^2 \ln(z-a) +$$

$$+ \frac{E_2^+ - E_2^-}{\pi i} (z-a)(z-\bar{a}) \ln(z-a) + \psi_0(z),$$

где $\varphi_0(z)$ и $\psi_0(z)$ - аналитические в угловой точке a функции.

Вычислив далее в угловой точке A напряжения с помощью функций (5), получим особенность логарифмического характера, что противоречит регулярности решения в данной угловой точке. Потребуем выполнения следующих условий

$$\bar{E}_1^- = E_1^- \quad \text{и} \quad \bar{E}_1^+ = E_1^+ \quad (6)$$

Легко видеть, что эти условия позволяют устранять особенность в формулах напряжений и получить в угловой точке A конечные напряжения. Таким образом коэффициент при линейном члене асимптотики $\omega(t)$, согласно условию (6) должен быть вещественным.

Отметим, что это касается также асимптотики (1) с нерегулярным членом, так как при игнорировании условий (6) здесь тоже возникает особенность, которая, правда, будет подавлена более сильной степенной особенностью и может вызвать лишь незначительную осцилляцию решения вблизи данного угла.

Литература

1. Заргарян С.С. Интегральные уравнения плоской задачи теории упругости для многосвязных областей с углами. Изв. АН СССР, МТТ, 1982, N 3, с.87-98.
2. Арсенян В.А. Об одном алгоритме численного решения плоской задачи теории упругости для областей с углами. Ереван, 1982, 29с. на. Деп. в ВИННИПН 01.10.82: N 5030-82
3. Гахов Ф.А. Краевые задачи, Изд. 2-е М.: Физматгиз, 1963, 639 с.

ՄԵԿ ՀԱՐԺՈՒՆՈՒԹՅԱՆ ԱՍՏԻՃԱՆՈՎ ՏԱՐԱԾԱԿԱՆ ՔԱՌՕՂԱԿ ՅԱՎԱՔՄԱՆ
ՄԱՆԻԿՈՒԼՅԱՑԻՈՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ՆԱԽԱԳԾՈՒՄ

Ա. Խառատյան

Տարածության մեջ կամայական դասավորված դետալների հավաքման համար, որպես կանոն, օգտագործվում են 6 և ավելի շարժունության աստիճանով ունիվերսալ մանիպուլյատորներ:

Սակայն, արտադրության մեջ հավաքման ենթակա դետալների սկզբնական և վերջնական դիրքերը հաճախ նախապես տրված են լինում: Այդպիսի դեպքերում հնարավոր է նախագծել նոր տիպի հավաքման մանիպուլյացիոն մեխանիզմներ, որոնք ունեն փակ կինեմատիկ շղթա, մեկ շարժունության աստիճան և դրանից բխող մի շարք առավելություններ. բարձր ճշգրտություն, կայունություն, հուսալիություն և արագագործություն, պարզ կոնստրուկցիա և կառավարման համակարգ, ցածր ինքնարժեք:

Նման տիպի ԳԳԳԳԳԳ երկուրվագիծ տարածական վեցօղակ հավաքման մանիպուլյացիոն մեխանիզմի համար ստացված է գյուտի հեղինակային իրավունք [1]:

Ստեղծվել է ավելի պարզ կառուցվածք ունեցող միաուրվագիծ տարածական քառօղակ ԳԳԳԳ տիպի հավաքման մանիպուլյացիոն մեխանիզմ:

Առաջարկվող մեխանիզմի շարժունության աստիճանը հասնում է նվազագույնի ի հաշիվ նրա կառուցվածքի և երկրաչափական պարամետրերի ընտրության և նախագծման:

Մշակվել է այս մեխանիզմի նախագծման ալգորիթմը: Պ զույգին միացվում է մուտքի շարժաբերը, իսկ հավաքման մանիպուլյացիոն մեխանիզմի բռնիչները ամրացվում են կանգնակի հետ միացված ծայրային գլանական զույգերի առանցքներին:

Ըստ հավաքման ենթակա առաջին դետալի տրված 2 դիրքերի գտնում ենք վերջավոր տեղափոխության առաջին պտուտակի պարամետրերը [2], իսկ երկրորդ դետալի տրված 2 դիրքերով գտնում ենք վերջավոր տեղափոխության երկրորդ պտուտակի պարամետրերը: Պտուտակների առանցքները համընկնում են ԳԳԳԳ տիպի մեխանիզմի կանգնակին միացված գլանական զույգերի առանցքների հետ: Նշված 2 զույգերի գծային և անկյունային տեղափոխությունները ապահովելու պայմանից որոշում ենք մեխանիզմի մնացած պարամետրերը [3]:

Ստեղծվել է նաև մեկ այլ հավաքման մանիպուլյացիոն մեխանիզմ, որի հիմքում ընկած է տարածական 4Պ զույգերով Բեննետի քառօղակ մեխանիզմը: Մեխանիզմը նախատեսված է այնպիսի դետալների հավաքման համար, որոնց դիրքը տարածության մեջ որոշվում է 2 կետերի կոորդինատներով (օրինակ, գլանական երկար դետալները): Մշակվել է մեխանիզմի նախագծման ընթացակարգը:

Այս դեպքում ըստ հավաքման ենթակա առաջին դետալի 2 դիրքերի գտնում ենք առաջին «մաքուր պտտման առանցքի» պարամետրերը [4], իսկ երկրորդ դետալի 2 դիրքերով գտնում ենք երկրորդ «մաքուր պտտման առանցքի» պարամետրերը: Այս առանցքները պետք է համընկնեն Բեննետի մեխանիզմի կանգնակի հետ միացված 2 պտտական զույգերի առանցքների հետ, ընդ որում մանիպուլյատորի բռնիչները ամրացվում են հենց այս պտտական զույգերի առանցքներին: Շարժաբերը միացվում է նշված պտտական զույգերից մեկին: Բեննետի մեխանիզմի մյուս պարամետրերը որոշում ենք 2 բռնիչների պտտման անկյունների համապատասխանեցման պայմանից:

Գրականություն

1. Саркисян Ю.А., Харатян А.Г. Манипуляционное устройство, А.С.СССР № 1808652, Бюл. № 14, 15.04.93.
2. Диментберг Ф.М. Теория винтов и ее приложения -- М: Наука, 1978, 327с.
3. Mohan Rao A.V., George N. Sandor, D. Kohli, A.H.Soni. Closed form synthesis of spatial function generating mechanism for the maximum number of precision points, Trans. of ASME, 1972, 12p.
4. Харатян А.Г. Упрощенный алгоритм синтеза пространственных незамкнутых кинематических цепей. Изв. АН Арм. ССР. Сер. техн. наук. Т.36, №6, Ереван, 1983, С.3-8.