

ՄԵԽԱՆԻԿԱ ԵՎ ՄԵԶԵՆԱԳԻՏՈՒԹՅՈՒՆ

ՄԵԽԱՆԻԿԱԿԱՆ ՀԱՍՏԱԿՐԳԵՐԻ ՕՊՏԻՄԱԼ ՆԱԽԱԳԾՄԱՆ ՉԵՐԻՇԵԿՅԱԼ
ՍՈՏԱՐԿՈՒՄՆԵՐԸ

Յու.Սարգսյան, Կ.Ստեփանյան, Կ.Արզումանյան

Ժամանակակից տեխնիկայի պահանջները ստիպում են վերանայել այն հիմնադրույթները, որոնք դրված են մեխանիկական համակարգերի օպտիմալ նախագծման հիմքում: Դա առաջին հերթին պայմանավորված է օպտիմալ նախագծման մեջ ֆունկցիաների մոտարկման առաջավոր մեթոդների կիրառմամբ, որը վերջին տարիներին լայն տարածում է ստացել: Վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ չնայած այդ լայն կիրառություններին, կան մոտարկումների ավելի առաջավոր մեթոդներ, որոնք դուրս են մնացել հետազոտողների ուշադրությունից: Այս աշխատանքում փորձ է արված որոշ առումով վերացնել այդ բացը և մշակել մեխանիկական համակարգերի նախագծման մեթոդներ՝ չեքիչկյան մոտարկումների կիրառմամբ:

Դիտարկվող չեքիչկյան մոտարկումային խնդիրը, որի ծագումը կապված է մեխանիկական համակարգերի օպտիմալ նախագծման հետ, էապես տարբերվում է նրա դասական կառուցվածքից և ձևակերպվում է հետևյալ կերպ՝ պահանջվում է B կոնվալկտ տարածության վրա որոշված C(B) իրական անընդհատ ֆունկցիաների $F(x,z,p) \in C(B)$ ենթաբազմության մեջ որոշել այնպիսի $F(x, \hat{z}, \hat{p})$ ֆունկցիա, որը նվազարկում է

$$F(p) = \max_{x \in B} |F(x, z, p) - f(x)| \quad (1)$$

մաքսիմում ֆունկցիան, և որի արգումենտները բավարարում են հետևյալ պայմաններին

$$R_i(x, \hat{z}, z, p) = 0, \quad i = 1, 2, \dots, m; \quad (2)$$

$$R_i(p) \leq 0; \quad i = m + 1, m + 2, \dots, q; \quad (3)$$

Խնդրի նման դրվածքը իր լայն տարածում գտած նմանակից տարբերվում է նրանով, որ $F(x,z,p)$ ենթաբազմության ֆունկցիաները, բացի այդ ենթաբազմությունը որոշող $P = (P_1, P_2, \dots, P_n) \in R^n$ պարամետրերից, կախված են նաև $z = (z_1, z_2, \dots, z_m)$ արգումենտից և նրա $\hat{z} = dz/dx$ ածանցյալից, ընդ որում P-ն և z-ը կապված են (2) օպերատորային հավասարումով, որոնք տրված P-ի դեպքում լուծելի են z-ի նկատմամբ:

Ցանկացած $F(x, \hat{z}, \hat{p})$ ֆունկցիա, որը ձևակերպված մոտարկումային խնդրի լուծում է, կոչվում է $f(x) \in C(B)$ ֆունկցիայի համար լավագույն մոտարկման տարր $F(x,z,p)$ բազմության մեջ: Աշխատանքում ապացուցված է, որ եթե $F(x,z,p)$ -ն բավարարում է դիֆերենցիալիության պայմանին, և $F(x, \hat{z}, \hat{p})$ -ը $f(x)$ -ի համար լավագույն տարր է $F(x,z,p)$ -ի մեջ, ապա Կուլմոգորովի

$$\min_{x \in E} [f(x) - F(x, \hat{z}, \hat{p})] F'_p(h) \leq 0 \quad (4)$$

անհրաժեշտ պայմանը բոլոր $h = (h_1, h_2, \dots, h_n) \in T(\hat{p})$ -երի համար, որտեղ $T(\hat{p})$ -ն (3)

անհավասարումներով որոշվող p բազմության \hat{p} կետում կառուցված շոշափող կոնն է, E-ն $F(x, \hat{z}, \hat{p}) - f(x)$ տարբերության էքստրեմալ կետերի բազմությունն է B-ում, իսկ $F'_p(h)$ -ը որոշվում է հետևյալ հավասարությամբ

$$F'_p(h) = \sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^m \frac{\partial F}{\partial z_j} \frac{\partial z_j}{\partial p_i} + \frac{\partial F}{\partial p_i} \right) \cdot h_i$$

Լավագույն տարրի (4) անհրաժեշտ պայմանի, գծային չեքիչկյան մոտարկումների և գրադիենտի պրոյեկցիայի մեթոդների հիման վրա մշակված է վերը դիտարկված ոչ գծային չեքիչկյան մոտարկման խնդիրների լուծման թվային մեթոդ, որն ունի անմիջական կապ մեխանիկական համակարգերի օպտիմալ նախագծման հետ: Իրոք, եթե $F(x,z,p)$ բազմության ֆունկցիաները դիտարկենք որպես մեխանիկական համակարգի որակի չափանիշ, որն արտահայտված է նրա որոնելի նախագծման p և վիճակի z պարամետրերով, իսկ $f(x)$ -ը դիտարկենք որպես նախագծողի կողմից համակարգին պարտադրվող ցանկալի հատկություն, ապա դիտարկված խնդրի լուծումը վեր է ածվում մեխանիկական համակարգի օպտիմալ նախագծման չեքիչկյան մոտարկումների կիրառմամբ:

**ՊՈԼԻՄԵՐԱՅԻՆ ՀԻՄՔՈՎ ՇՓԱՆՅՈՒԹԵՐԻ ԻՆՔՆԱՅՈՒՄԱԼ
ՄԵԽԱՆԻԶՄԻ ՍՈՂԵԼԱԿՈՐՈՒՄԸ**

Ա.Պողոսյան, Ա.Իսաջանյան, Կ.Յովհաննիսյան

Պոլիմերային հիմքով շփանյութերի գերակշռող մասն օժտված է ինքնայուղման ունակությամբ, իսկ դրանց հակաշփական հատկությունները գնահատվում են ինքնայուղման մեխանիզմների բնութագրերով: Ինքնայուղման երևույթն բարդ բազմագործոն գործընթաց է, որը մինչև օրս փովին բացահայտված չէ, իսկ այդ երևույթը նկարագրող մոդելները, խնդրի բարդության պատճառով, դեռևս լրիվ չեն բնութագրում նշված գործընթացը: Ինքնայուղման մեխանիզմի բացահայտումը կարևորագույն խնդիր է, մասնավորապես այն կարող է պոլիմերային հիմքով կոմպոզիտային ինքնայուղվող նյութերի ստեղծման (նախագծման) տեսական սկզբունքների մշակման հիմք դառնալ, մինչդեռ այդ սկզբունքները ներկայումս թույլ են գարգացած և մեծամասամբ հիմնված են փորձարարական հետազոտությունների արդյունքների վրա:

Աշխատանքի նպատակը պոլիմերային հիմքով շփանյութերի ինքնայուղման մեխանիզմի հիմնական բնութագրերի հաշվարկային մեթոդիկայի մշակումն է, որպես հիմք օգտագործելով ադիեզիոնալներգետիկական մոդելը [1]: Տվյալ մոդելի ընտրությունն առաջին հերթին պայմանավորված է դրա գործնական կիրառության առավելությամբ, ինչպես նաև ինքնայուղման մեխանիզմի հիմք հանդիսացող շփական նյութափոխանցման երևույթի առավել ճշգրիտ նկարագրությամբ [2]: Սակայն նշված մոդելը մշակված է եզակի մակերևութային խորոլորոլության հպման պայմանի դեպքի համար և, բացի այդ, հաշվարկային բանաձևերը պահանջում են որոշ փորձնական նշանակալի տվյալներ (շփման գործակից, հպման իրական մակերես), որոնք փոփոխվում են լայն սահմաններում աշխատանքային ռեժիմների փոփոխությամբ հանդերձ:

Հաշվի առնելով այս ամենը, մշակվել է ինքնայուղման մեխանիզմի հիմնական բնութագրերի հաշվարկման մեթոդիկա, որն ըստ շփանյութերի տեղակատվական ֆիզիկամեխանիկական տվյալների, մակերևութի տեղագրության բնութագրերի և աշխատանքային ռեժիմների արժեքների հնարավորություն է ընձեռում որոշել հպակի տեսակը (առաձգական, պլաստիկ կամ դրանց ենթատեսակները) և հաշվարկել հպման իրական A_0 մակերեսը, շփման f գործակիցը, θ , ծավալային և θ' բոնկման ջերմաստիճանները, ինչպես նաև շփական նյութափոխանցման թաղանթի h հաստությունը: Հպման իրական մակերեսի հաշվարկման համար, մասնավորապես, օգտագործվել է Յերցի խնդրի լուծումը, իսկ մակերևութային խորոլորոլությունների վրա բռնկման ջերմաստիճանը դուրս է բերվում կիսատարածույթ

յան շրջանային հարթակով տաքացման ջերմահաղորդականության ոչ ստացիոնար երկ-
չափ խնդրի դիֆերենցիալ հավասարման լուծման միջոցով՝ հաշվի առնելով պոլիմերային
նյութի մեխանիկական հատկությունների փոփոխումը՝ ջերմաստիճանի փոփոխությանը
զուգընթաց:

Առաջարկված հաշվարկային մեթոդիկան ծրագրավորվել է MathCAD 7 Pro փաթեթի
միջոցով և արդյունքում ստացվել են տեսական ու գործնական նշանակություն ունեցող
երկչափ և եռաչափ կախումներ, որոնք հնարավորություն են ընձեռում պոլիմերային հիմ-
քով շփանյութերի ինքնայուղման մեխանիզմի հիմք հանդիսացող շփական նյութափոխ-
անցման թաղանթի ձևավորման և աշխատունակության գնահատման համար:

Հաշվարկային արդյունքների և փորձնական տվյալների բարձր կոռելյացիան (գոր-
ծակիցը $k > 0.8$) թույլ է տալիս պնդել, որ առաջարկվող մոդելը անհրաժեշտ ճշտությամբ վեր-
արտադրում է պոլիմերային կոնպոզիտային նյութերի ստեղծման հիմքը հանդիսացող ինք-
նայուղման մեխանիզմը:

Գրականություն

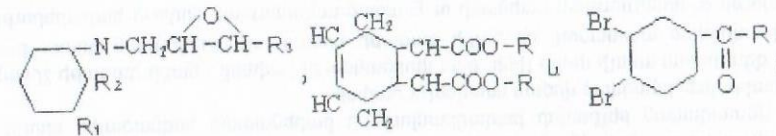
1. Погосян А.К. Расчет толщины пленки фрикционного переноса и условия ее работоспособности // Трение и износ, 5(1984), N2, 204-211.
2. Погосян А.К., Оганесян К.В. Явление фрикционного переноса: основные закономерности и методы исследования // Трение и износ, 7(1986), N6, 998-1008.

ՀԱՎԵԼԱՆՅՈՒԹԵՐԻ ԸՆՏՐՈՒԹՅԱՆ ԵՎ ԱԶԴԱՆ ՄԵԽԱՆԻԶՄՆԵՐԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄ

Յու. Առուստամյան, Ա. Պողոսյան, Վ. Սարգսյան, Գ. Գևորգյան

Սահմանային յուղման շփահանգույցների երկարակեցության բարձրացման արդյու-
նավետ ուղիներից է քայայուղերի բաղադրակազմում տարբեր հավելանյութերի կիրառումը:
Դրանց ընտրության պայմանն ու ճշտությունը նախ որոշվում են հավելանյութերի քիմիա-
պես ակտիվ բաղադրիչների սկզբնական փոխազդեցության ջերմաստիճանային վիճակով:
Այսպես միջավայրի ջերմաստիճանի պայմաններում հավելանյութերի փոխազդեցությունը
մետաղի մակերևույթի հետ ընդհանրապես առաջացնում է կոռոզիա, սակայն շփահանգույցում
առաջացող բարձր են ջերմաստիճանային պայմաններում, որոնք իրենց հերթին պայմանա-
վորված է առավելագույն ջերմանջատման կետերում հպակային ճնշմամբ և սահիքի հարա-
բերական արագությամբ, ընթացող քիմիական ռեակցիաները նպաստում են պաշտպանիչ
շերտերի կազմավորմանը: Հետևաբար, կոնկրետ շփահանգույցի համար հավելանյութերի
ընտրությունը պետք է կատարել ելնելով վերը նշվածից: Օրինակ, եթե մեխանիզմի նորմալ
շահագործման ռեժիմներում շփումն ընթանում է չափավոր բեռնվածքների և մաշման պայ-
մաններում, ապա քսանյութի բաղադրակազմում հակաբեռվածքային հավելանյութերի օգ-
տագործման հարկ չկա, և հակառակը: Եթե տվյալ մեխանիզմի շահագործման ընթացում է
բարձր տեսակարար բեռնվածքների պայմաններում, և առկա են կերամաշման հատկանիշ-
ներ (խորը ակոսներ, պոկվածքներ, խազեր, մակաշերտեր, մակահավվածքներ), ապա հա-
կաբեռվածքային հավելանյութերի օգտագործումը պարտադիր է:

Վերը նշված խնդիրների լուծման իրականացվել է բարձր արդյունավետությամբ բազ-
մաբաղադրիչ հավելանյութերի ստեղծման ուղիով, որոնք կարող են կիրառություն գտնել
մեքենաների և մեխանիզմների ծանրաբեռնված շփահանգույցներում: Հետազոտման
առարկա են հանդիսացել քիմիական օրգանական ցիկլային միացությունների տարբեր դա-
սի ներկայացուցիչներ՝ ազոտ պարունակող ցիկլային էպօքսիմիացություններ, օրգանական
թթուների ցիկլային եթերներ և ցիկլոհեքսաններ, համապատասխանաբար հետևյալ ընդ-
հանուր կառուցվածքային բանաձևերով՝



Այստեղ R, R₁, R₂ և R₃-ը ըլր պարունակող տարբեր տեղակալիչներ են, որոնք
տարբերվում են միացության մոլեկուլներում հալոգենի ատոմների ակտիվությամբ:

Փորձարկումների արդյունքում բացահայտվել է, որ շփամաշվածքային հատկություն-
ների վրա նշված բոլոր միացությունների ազդեցության մեխանիզմներում ընդհանուրը մո-
լեկուլում միամյանցից տարբերվող ակտիվությամբ մի քանի հալոգենի ատոմների առկա-
յության հանգամանքն է, ինչը շփագույցի տեսակարար բեռնվածքի աճին զուգընթաց,
նպաստում է հավելանյութի աստիճանական տարրալուծմանը և, որպես հետևանք, հպանա-
կերևույթների հաջորդաբար վերափոխմանը: Միացությունների դասից յուրաքանչյուրի
շփագիտական առանձնահատկությունը պայմանավորված է նաև հավելանյութերի մոլեկու-
լային կառուցվածքով, համաձայն որի, եթե ազոտ պարունակող ցիկլային էպօքսիմիացու-
յունների շփամաշվածքային արդյունավետությունը կախված էլ հավելանյութի մոլեկուլում
հալոգենի ատոմների դասավորության տեղից (ցիկլում կամ ալիֆատիկ մասում), իսկ օր-
գանական թթուների ցիկլային եթերների համար բավական է դրանց առկայությունը հավե-
լանյութի մոլեկուլի ալիֆատիկ մասում, ապա ցիկլոհեքսանների համար բարձր արդյունա-
վետության պարտադիր պայման է հալոգենի ատոմների առկայությունը ինչպես հավելա-
նյութի ցիկլում, այնպես էլ ալիֆատիկ մասում:

Կատարված հետազոտությունները հնարավորություն են տալիս, շահագործման
տարբեր պայմաններից ելնելով, շփահանգույցների համար ընտրել առավել արդյունավետ
հավելանյութեր, ինչպես նաև հիմք են հանդիսանում հալոգեն պարունակող արդյունավետ
նոր հավելանյութերի մշակման համար:

ՄԵՏԱՂԱԿԱՆ ԲԱՂԱԴՐԱՆՅՈՒԹԵՐՈՒՄ ՀՈՐԴԱՄԱՅԻՆ ՃԱՔԻ ԶԱՐԳԱՑՄԱՆ ԱՌԱՆՁԱՀԱՅԱԿՈՒՅՈՒՆՆԵՐԻ ՓՈՐՁԱՐԱՐԱԿԱՆ ՀԵՏԱԶՈՏՄԱՆ ՄԱՍԻՆ

Ս. Գասպարյան, Ս. Գևորգյան

Կառուցվածքային տարրերի ու մեքենամասերի կենսունակության գնահատումն իրա-
կանացվում է նյութի պարբերական ճաքակայունության հիմնական չափանիշով՝ հոգնածա-
յին ճաքի զարգացման $\Delta a / \Delta N$ արագության ու լարումների ուժգնության գործակցի Δk տա-
տանաբափի միջև ֆունկցիոնալ կապն արտահայտող հոգնածային քայքայման տրամա-
գրով (դիագրամով), որը կառուցվում է քայքայման մեխանիկայի նորմերով պայմանավոր-
ված փորձարկումների արդյունքների մոտարկմամբ $da / dN = f(\Delta k)$ արտահայտության տես-
քով: Քայքայման գծային մեխանիկայի կիրառումը սահմանափակվում է առածգական դե-
ֆորմացման տիրույթում վտանգավոր ճաքի զարգացման պայմանով, որն առաջադրում է
փորձերն իրականացնելու որոշակի սահմանված նորմեր ու հանձնարարություններ փոր-
մանմուշների չափերի, ձևի և բեռնվածքի ու լարումների ուժգնության գործակցի միջև
կապով արտահայտող համապատասխան հավասարումների վերաբերյալ՝ հավաստի արդ-
յունքներ ստանալու նպատակով:

Տարածված են նյութի համեմատաբար փոքր ծախսով բնութագրվող և չափերի
առնչությունների ու «բեռնվածք-ուժգնության գործակից» հավասարման համապատաս-
խան արտահայտության ստանդարտով պայմանավորված ծծան կոնպակտ փորձամուշ-
ները, որոնց նվազագույն B հաստությունը առաջարկվում է վերցնել նորմավորված շարքից

ըստ նյութի σ , հոսունության սահմանի ու E առածգականության մոդուլի հարաբերության, երաշխավորված պայմանով, որ ճաքի զագաթի դիմաց պլաստիկության գոտու բնորոշ չափն զգալիորեն ավելի փոքր լինի, քան փորձանմուշի չափերը՝ ճաքի զագաթի շրջակայքում հարթ դեֆորմացված վիճակ ստեղծելու համար:

Մետաղական թելքավոր բաղադրանյութերի բարենպաստ հոգնածային կրողունակության ապահովումը հիմնավորվում է առածգական հաշվարկներով, որոնք կառուցվում են թելքերի ծավալային պարունակության ու պատրաստման տեխնոլոգիայի գործընթացի ազդեցությունը ճաքի զարգացման ձևի ու արագության վրա արտացոլող հոգնածային քայքայման դիագրամի միջոցով:

Մետաղական բաղադրանյութերը հիմնականում պատրաստվում են թիթեղների և զլանային թաղանթների ձևերով, ըստ հաստության համապատասխան արժեքներով, որոնք զգալիորեն փոքր են ստանդարտ փորձանմուշների հաստության պահանջվող արժեքներից, և այդ առաջադրում է վերանայել փորձի արդյունքների վրա փորձանմուշների հաստության ազդեցության վերաբերյալ առաջարկված վարկածները և այն գնահատելու ուղիներ գտնել արժանահավատ արդյունքների փորձեր իրականացնելու համար:

Առաջարկվում է մետաղական թելքային բաղադրանյութերի փորձանմուշի հաստության արդյունարար ազդեցությունը ճաքի զարգացման արագության վրա գնահատել՝ ճաքի զագաթի շրջակայքում քայքայման մեխանիկայի հիմնական բնութագրերի և բաղադրանյութի կառուցվածքային առանձնահատկությունների հաշվառմամբ:

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ТОНКОСТЕННЫХ ТРУБ, ПОЛУЧЕННЫХ МЕТОДАМИ ОМД

А. Амбарцумян, А. Галоян, Г. Петросян

Одним из критериев работоспособности и надежности деталей машин является их прочность. Известно, что на прочностные свойства деталей большое влияние оказывают методы их получения. Так, при ОМД материал, подвергаясь пластическим деформациям, упрочняется. Однако в зависимости от типа пластической деформации упрочнение сопровождается значительным "разрыхлением" материала и образованием в нем микротрещин и пор. Схемы напряженного состояния с преимущественными растягивающими напряжениями способствуют развитию вышеуказанных явлений. Поэтому очень важно точно оценить прочностные ресурсы детали для ее надежной работы.

На основании испытания на растяжение плоских образцов, вырезанных из латунных трубок толщиной стенки $\delta_0 = 1.55$ мм и диаметром $D_0 = 2R_0 = 25$ мм, были получены данные диаграммы деформирования материала, которая была аппроксимирована степенной зависимостью вида

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma_T + B(\sqrt{d\varepsilon_{\text{ЭКВ}}})^b, \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ - эквивалентное напряжение, $\sigma_T = 264.4$ МПа - предел текучести материала, $\sqrt{d\varepsilon_{\text{ЭКВ}}}$ - накопленная пластическая деформация, $B = 283.4$ МПа, $b = 0.434$.

Используя диаграмму деформирования (1), на основании теории пластичности пористых материалов (ТППМ) были смоделированы технологические процессы обработки беспористой (начальная пористость $\theta_0 = 0.01$) трубы раздачей с начальным

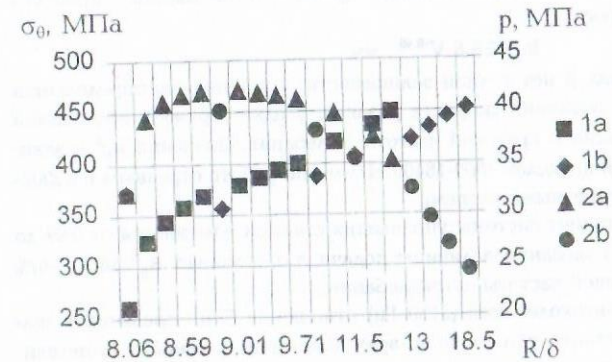
значением меридионального давления $\sigma_m = 0.8\sigma_T$ и протяжкой на конических оправках с углом конусности $\gamma = 14^\circ$ и коэффициентом трения $f = 0.1$ и получены числовые значения компонентов напряженно-деформированного состояния материала и размеров труб для различных степеней их деформирования.

Предельное состояние материала труб, нагруженных внутренним давлением p , при отсутствии меридионального напряжения описывается уравнением ТППМ (2), где σ_θ - окружное напряжение, находящееся в функциональной зависимости (3) от предельного значения внутреннего давления:

$$\frac{\sigma_\theta}{\beta^{n+0.5}} \sqrt{1+\alpha^m} = \sigma_T, \quad (2)$$

$$p_{\text{пр}} = \frac{\sigma_\theta \cdot \delta}{R}, \quad (3)$$

Здесь α и β - функции пористости материала, m и n - параметры реальной пористости материала.



Фиг. 1.

отношением R/δ и степенностных характеристик трубы до и после операций протяжки и раздачи проведено по R/δ . На фиг. 1 диаграммы 1 соответствуют изменению предельных окружных напряжений, 2 - предельных внутренних давлений, случаи а и б характеризуют процессы раздачи и протяжки. Как видно из фиг. 1, труба, полученная раздачей, способна выдержать предельные нагрузки более высокие, чем труба, полученная протяжкой, при одинаковом R/δ . Диаграммы 1 и 2 дают возможность отыскания оптимальных значений R/δ , приводящих к получению труб, способных выдержать максимальные внутренние давления.

ОЦЕНКА ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ СТАНКА

А. Дарбинян, Г. Дарбинян

Повышение производительности обработки на токарных станках с ЧПУ ограничивается из-за выполнения нестационарных переходов (отрезка, прорезка, профилирование). Это обуславливается изменением соотношения между динамическими характеристиками процесса резания (k_p^A) и упругой системы станка (k_{yc}^A) в зависимости не только от взаимного расположения инструмента и заготовки, но и от непрерывного изменения скорости резания во время обработки.

Для оценки динамической устойчивости определены базовые характеристики исследуемого станка: спектр неустойчивых форм колебаний, направленная статическая характеристика станка, коэффициенты затухания. Определена предельная ширина среза при традиционной компоновке, при которой достигается наибольшая устойчивость процесса резания. Далее в этом режиме произведена оценка устойчивости процесса резания в зависимости от угла действия силы резания относительно направляющих станка в пределах $\beta = 0 - 360^\circ$. Анализ результатов значений k_p^A , k_{yc}^A и их соотношений (С) показано следующее:

1. При традиционной компоновке станка ($\beta=0^\circ$) устойчивость процесса предопределяется скоростью

$$b_{np} = 28.8 \cdot V^{0.46}, \text{ мм}$$

а при различных значениях β нет точной зависимости: устойчивость определяется при одновременном учете значений скорости резания, усадки стружки, постоянной времени стружкообразования и круговой частоты колебаний. Значения k_p^A в зависимости от β изменяются в пределах 7600-18400 Н/мм при работе отрезным и 12000-21000 Н/мм при работе прорезными резцами.

2. Передаточный коэффициент системы управления станком изменяется от 0.97 до 1.03 в зависимости от колебаний величины подачи, т.е. изменяет k_p^A на (0.5-6)% в зависимости от круговой частоты автоколебаний.
3. На высоких частотах автоколебаний (5160 Гц) отношение С не превышает значение 0.5, т.е. система станка устойчива во всем диапазоне изменения β , независимо от вида применяемых резцов и величин коэффициентов затухания.

При низких (578 Гц) и средних (1049 Гц) частотах автоколебаний выявлена горбообразная зависимость отношения С угла β . Причем наибольшая неустойчивость: $k_p^A/k_{yc}^A > 1$ наблюдается в пределах углов $60^\circ-210^\circ$ независимо от вида инструмента, коэффициента затухания и частоты автоколебаний. Асимптотическую устойчивость станок имеет при углах $\beta = 0^\circ; 30^\circ; 90^\circ; 240^\circ$ и 300° , при работе прорезными резцами, а также при $\beta = 0^\circ; 30^\circ; 240^\circ$ - при работе отрезными резцами.

4. Полученные экспериментальные данные использованы для определения оптимальных режимов резания при работе на действующем оборудовании и для выбора компоновок вновь разрабатываемых конструкций станков с ЧПУ путем расчета величин статических характеристик, обеспечивающих применение высокопроизводительных режимов при отрезных и прорезных работах.

РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ БИОМЕХАНИЧЕСКОЙ СТРУКТУРЫ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЕЕ ДВИЖЕНИЯ ПРИ ЗАДААННЫХ ВНЕШНИХ СИЛАХ

М. Арутюнян, И. Гаспарян, К. Степанян

Зубочелюстные аномалии, в особенности недоразвитие челюстей, занимают большое место в структуре стоматологических заболеваний (33-35%) и являются одной из актуальных тем в современной ортодонтии. Рост челюстей искусственным путем достигается раскрытием срединного небного шва и устранением факторов, тормозящих развитие отдельных участков челюстей и зубных рядов. Проблема недоразвития челюстей и связанные с ней ограничения при оптимизации лечения зубочелюстной системы успешно решены с внедрением новых ортодонтических средств - каркасно-пружинных аппаратов (П. Д. Маляян 1997, 1998).

Режим стимуляции - ускоренное раскрытие срединного небного шва, предполагающее минимальные изменения топологии лицевого скелета, - рассмотрен в двух постановках: статической и динамической. В докладе приводится ускоренное раскрытие срединного небного шва в динамике. Задача заключается в определении движения половин верхней челюсти по заданному закону изменения силы активации. В качестве входных параметров приняты:

1. Координаты точки приложения силы активации F , определенные из решения статической задачи
2. Закон изменения силы в течение времени $F(t)$.

Рассматривая левую половину верхней челюсти как абсолютно твердое тело в неподвижной системе координат, получим для координат i -го шва биоструктуры:

$$X_i = \delta_c^x + x_i \cos \varphi - y_i \sin \varphi, \quad (i=1, 2 \dots n)$$

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

Используя уравнения Лагранжа второго рода

$$\frac{\partial E}{\partial \delta_c^x} = F_x, \quad \frac{\partial E}{\partial \delta_c^y} = 0, \quad \frac{\partial E}{\partial \varphi} = 0,$$

получим систему уравнений движения:

$$\delta_c^x \left(\sum_i K_i^x \right) - \delta \varphi \left(\sum_i K_i^x \right) \left[\left(\sum_i X_i \right) \sin \varphi + \left(\sum_i Y_i \right) \cos \varphi \right] = F_x, \quad (1)$$

$$\delta_c^y \left(\sum_i K_i^y \right) + \delta \varphi \left(\sum_i K_i^y \right) \left[\left(\sum_i X_i \right) \cos \varphi - \left(\sum_i Y_i \right) \sin \varphi \right] = 0$$

$$\delta \varphi \left(\sum_i K_i^x \right) \left[\left(\sum_i X_i \right) \sin \varphi + \left(\sum_i Y_i \right) \cos \varphi \right]^2 + \left(\sum_i K_i^y \right) \left[\left(\sum_i X_i \right) \cos \varphi - \left(\sum_i Y_i \right) \sin \varphi \right]^2 - \delta_c^x \left(\sum_i K_i^x \right) \left[\left(\sum_i X_i \right) \sin \varphi + \left(\sum_i Y_i \right) \cos \varphi \right] + \delta_c^y \left(\sum_i K_i^y \right) \left[\left(\sum_i X_i \right) \cos \varphi - \left(\sum_i Y_i \right) \sin \varphi \right]^2 = 0$$

Решая систему (1), получим зависимость обобщенных координат ($\delta_c^x, \delta_c^y, \varphi$) от закона изменения силы активации $F(t)$:

$$\delta_c^x = 4.5 \cdot 10^{-5} F(t), \quad \delta_c^y = 5.6 \cdot 10^{-6} F(t), \quad \varphi = 10.7 \cdot 10^{-5} F(t).$$

Արգելակային սարքերում առաջացող շփատատանումները զգալիորեն տարբերվում են այլ հանգույցների (օրինակ սողնակ-սողորդիչ) շփատատանումներից, քանի որ դրանցում շփման ուժը զերազանցում է մնացած ուժերը, որը տատանումներին տալիս է վառ արտահայտված ռելաքսացիոն բնույթ (ստիկ-սիլի երևույթը): Ուստի գործնականում արտահայտվում է մեքենաների ցնցումների տեսքով և բնորոշ աղմուկով: Բացի այդ, արգելակային սարքերում տատանումների հաճախությունը համեմատաբար բարձր է (4-5 կՅց), այն դեպքում, երբ այլ հանգույցներում տատանումները հիմնականում ցածրահաճախական են:

Շփատատանումների հաշվարկները մեծամասամբ հանգեցված են միաչափ խնդրի լուծման դեպքին, իրենց հիմքում ունենալով պարզ հաշվարկային մոդելներ, իսկ շարժման հավասարումները պարզեցված են ու գծայնացված: Ի տարբերություն դրանց, սկավառակկոճղակավոր արգելակի շփագույզի թրթռակայունության գնահատման տեսակետից, լուծված է [1] շփական ոլորատատանումների երկչափ խնդիրը: Ըստ այդ մոդելի կոճղակի շփատատանումները, որոնք պայմանավորված են շփման f գործակիցի փոփոխականությամբ, նպաստում են արգելակային սկավառակի անհավասարաչափ պտտմանը, որը, իր հերթին, հակառակ կերպով ազդում է կոճղակի տատանումների վրա: Տատանողական գործընթացը նկարագրող դիֆերենցիալ հավասարումների ելակետային համակարգն ունի հետևյալ տեսքը

$$\begin{cases} \ddot{\varphi} = -R \frac{F_p}{I} f \cdot \text{sign}(R\dot{\varphi} - \dot{x}) \\ \ddot{x} = -\frac{c}{m} x + \frac{F_p}{m} f \cdot \text{sign}(R\dot{\varphi} - \dot{x}), \end{cases} \quad (1)$$

որտեղ R -ը շփման շառավիղն է սկավառակի կենտրոնի նկատմամբ, F_p -ն՝ կոճղակի վրա ազդող ուժը, I -ն՝ բերված իներցիայի մոմենտը, m -ը՝ կոճղակի զանգվածը, $\dot{\varphi}$ -ը՝ սկավառակի պտտման արագությունը, \dot{x} -ը՝ կոճղակի տատանման արագությունը, $(R\dot{\varphi} - \dot{x})$ -ը՝ հարաբերական սահիքի արագությունը, f -ը՝ շփման գործակիցը:

Չափի առնելով, որ շփագույզի հուսալի աշխատանքի գնահատման հիմնական չափանիշը շփազերմակայունությունն է, կատարվել է մոդելի լրամշակում θ ջերմաստիճանի և v արագության հետևյալ ֆունկցիոնալ կախման միջոցով

$$f = h(\theta - \theta_0) + b_0 + b_1 |R\dot{\varphi} - \dot{x}| + b_2 (R\dot{\varphi} - \dot{x})^2 + b_3 (|R\dot{\varphi} - \dot{x}|)^3,$$

որտեղ h , b_0 , b_1 , b_2 , b_3 -ը փորձնականորեն որոշվող գործակիցներ են: Տատանողական պրոցեսի վրա ջերմաստիճանի ազդեցությունը հաշվի առնելու համար համակարգի (1) լուծումն իրականացվում է ջերմահաղորդականության հավասարման միջոցով,

$$\dot{\theta} = -\frac{W}{c_1 l} (\theta - \theta_0) + \frac{f \cdot \text{sign}(R\dot{\varphi} - \dot{x}) p |R\dot{\varphi} - \dot{x}|}{2c_1 l}$$

որտեղ W -ն կատարված աշխատանքն է, c_1 -ն՝ տեսակարար ծավալային ջերմունակությունը, l -ը՝ նյութի հաստությունը, p -ն՝ կոճղակի վրա ազդող ճնշումը:

Լրամշակված մոդելի հիման վրա առաջարկված սկավառակկոճղակավոր արգելակի տատանողական պրոցեսի հաշվարկային մեթոդիկան իրականացված է MATHCAD 7 Pro

ծրագրային ապահովման փաթեթի միջոցով: Տեսական և փորձնական ուսումնասիրությունների հիման վրա բացահայտված է, որ արգելակային կոճղակի շփագիտական հատկությունների վրա թրթռաբեռնվածությունների ազդեցությունն առավել ակնառու է արգելակային ցիկլի սկզբնական և վերջնական պահերին, երբ տատանման ամպլիտուդը ընդունում է իր առավելագույն արժեքները:

Գրականություն

1. Погосян А.К., Макарян В.К., Гагян Г.С. Расчет виброустойчивости фрикционных пар дисково-колодочных тормозных устройств машин /Трение и износ, 12(1991), N2, 225-231.

Օ КОНТАКТНОМ ВЗАИМОДЕЙСТВИИ ДВУХ УПРУГИХ ЦИЛИНДРОВ

А. Шекян

Рассматривается пространственная контактная задача теории упругости для двух цилиндров, первоначально соприкасающихся между собой вдоль части их образующих и под действием внешних сил, прижимающих друг к другу и образующих вокруг линии их соприкосновения некоторую контактную область.

Относительно закона распределения контактных давлений и формы контура контактной области, на основе гипотез Герца получена система двух нелинейных интегральных уравнений, ядра которых выражаются через полные эллиптические интегралы первого и второго родов. Применяя метод ортогональных многочленов Чебышева, задача сведена к бесконечной системе нелинейных алгебраических уравнений, и на основе принципа сжатых отображений проведено ее исследование. Получено асимптотическое решение задачи.

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ С ВЫСТОЕМ ПО СТАТИЧЕСКИМ КРИТЕРИЯМ ПЕРЕДАЧИ СИЛЫ

П. Ахшян

К известным преимуществам пространственных рычажных механизмов можно отнести и возможность реализации движения с выстоем выходного звена посредством одноконтурных пространственных механизмов.

В работе исследованы четырехзвенные механизмы типа ВСЦВ, ВСЦП, ВСВЦ и ВССВ4 [механизм "качающейся шайбы"], обеспечивающие выстой выходного звена. Механизм ВССВ4 полностью, а механизмы ВСЦВ, ВСЦП и ВСВЦ частично воспроизводят симметричные законы движения выходного звена и обеспечивают тем самым лучшие динамические характеристики. По этой причине указанные механизмы часто применяются в машинах, станках и автоматах с прерывистым движением исполнительных органов.

Данные механизмы исследованы по статическим критериям передачи сил, таким как: индекс передачи (П), показатель передачи сил (ρ) и КПД (η). Индекс передачи (П) представляет собой отношение реальной мощности движущей выходное звено механизма силы к максимально возможному в рассматриваемом положении механизма значению мощности той же силы. Показатель передачи сил (ρ) отличается от индекса передачи учетом потери мощности на преодоление сил трения в кинематических парах выходного звена.

Для определения потерь мощности на преодоление сил трения в кинематических парах механизма расчет реакций в точках контакта 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, а также реальная конструкция кинематической пары (геометрические размеры пары, разновидность ее конструкции, расположение пары относительно выбранных координатных осей).

Результаты анализа показали, что значения показателя передачи сил и КПД значительно зависят от конструктивных размеров кинематических пар рассматриваемого механизма. Математически обосновано, что потери мощности в паре с зазором между элементами звеньев на 30% меньше, чем при его отсутствии.

Решена задача синтеза вышеназванных механизмов, обеспечивающих оптимальные значения статических критериев передачи силы. В качестве параметров варьирования выбраны конструктивные размеры элементов, образующих кинематические пары. В результате синтеза, за счет рационального подбора этих параметров, удалось на 10-15% повысить среднециклические значения показателя передачи (р) и КПД (η).

Рассмотрены различные варианты нагружения выходного звена механизмов в зависимости от характера выполняемого ими движения. Определены участки движения механизма с максимальными значениями рассматриваемых критериев, которые рекомендованы для наибольшего нагружения механизма.

ՀԱՐՁ ՊԱՏԿԵՐԻ m-ՑԻԿԼՈՒԴԱՅԻՆ ԿԵՏԵՐԻ ՈՐՈՇՈՒՄԸ ԲԱՐՁՐ ԿԱՐԳԻ ԱՍՏՆՑՅԱԼՆԵՐԻ ՀԱՇՎԱՌՄԱՄԲ

Ս. Հարությունյան

Աշխատանքում առաջարկվում է ընդհանուր մեթոդ, որը թույլ է տալիս հարթ պատկերի տրված դիրքերի և այդ դիրքերը որոշող պարամետրերի ըստ ընդհանրացված կոորդինատի ածանցյալների հաշվառմամբ նրա այնպիսի կետերի որոշման, որոնք մոտարկում են m-ցիկլոիդային կորեր:

Որպես նպատակային ֆունկցիա վերցված է m-ցիկլոիդային կորի կետերի և հարթ պատկերի կետի հետագծի համապատասխան դիսկրետ դիրքերի միջին քառակուսային շեղումը, որի նվազարկման պայմանից ստանում ենք ընդհանրացված կոորդինատի դիսկրետ արժեքների և m-ցիկլոիդային կորի պարամետրերի նկատմամբ ոչ գծային հանրահաշվական հավասարումների հետևյալ համակարգը.

$$\sum_{j=1}^{2m+4} a_{kj} \cdot p_j = b_k \quad (k = 1, 2, \dots, 2m + 4), \quad (1)$$

որտեղ

$$a_{kj} = \sum_{k=1}^N (f_{ki} \cdot f_{ji} + f'_{ki} \cdot f'_{ji}) + \sum_{q=1}^n \sum_{\rho=1}^{\delta} (f_{kq}^{(\rho)} \cdot f_{jq}^{(\rho)} + f'_{kq}^{(\rho)} \cdot f'_{jq}^{(\rho)}),$$

$$b_k = \sum_{k=1}^N (f_{ki} \cdot F_i + f'_{ki} \cdot F'_i) + \sum_{q=1}^n \sum_{\rho=1}^{\delta} (f_{kq}^{(\rho)} \cdot F_q^{(\rho)} + f'_{kq}^{(\rho)} \cdot F'_q^{(\rho)}).$$

($i=1, 2, \dots, N$; $\rho=1, 2, \dots, \delta$; $q=1, 2, \dots, n \leq N$, $q \in i$), m -ը m -ցիկլոիդալ կորը վերարտադրող ատամնալծակային շղթայի լծակների թիվն է, ρ -ն ածանցյալի կարգն է, q -ն ածանցյալը վերարտադրվող դիրքի համարն է, $f_{ki}^{(\rho)}$, $f'_{ji}^{(\rho)}$, $F_i^{(\rho)}$, $F'_i^{(\rho)}$ ընդհանրացված կոորդինատից կախված տրված ֆունկցիաների ρ -րդ կարգի ածանցյալներ են:

Լուծելով (1) համակարգը ստացվում են m -ցիկլոիդային կորը վերարտադրող ատամնալծակային շղթայի պարամետրերը, որի հիման վրա կարելի է նախագծել մարմնի կինեմատիկ վիճակը առավել ճշգրիտ վերարտադրող կամայական կառուցվածքի ատամնալծակային մեխանիզմներ:

ՔՍՈՒՔԱՅՈՒԴԱՅԻՆ ԿՈՍՊՈԶԻՏՆԵՐԻ ՇՓԱՍԱՇՎԱԾՔԱՅԻՆ ԱՐԳՅՈՒՆԱՎԵՏՈՒԹՅԱՆ ԳՆԱՐԱՏՈՒՄ

Վ. Սարոյան

Մեքենաների և մեխանիզմների շահագործումը, որպես կանոն, կապված է շփահանգույցներում սահմանային յուղման ռեժիմների իրականացման հետ: Այդ պայմաններում հիմնային յուղերը բավարար չափով չեն կանխում շփահանգույցների մաշման ուժգնությունը և, որպես հետևանք, կերամաշման գործընթացի արագ զարգացումն ու շփվող մեքենաների վաղաժամկետ շարքից դուրս գալը: Սովորաբար այդ պրոբլեմը լուծվում է հիմնային յուղերի բաղադրության մեջ բազմաֆունկցիոնալ հավելանյութերի կիրառման ուղիով: Այդ նպատակով մեր կողմից առաջարկված քսուբայուղային կոմպոզիտների մեջ կիռառվել է Քլորէֆ-40 (ՔԷՖ-40) հակաքերծվածային հավելանյութը, ինչպես նաև որպես հավելանյութ ուսումնասիրվել են հալոգեն պարունակող ցիկլային օրգանական միացություններ և գնահատվել դրանց շփահանգույցային բնութագրերը:

ՔԷՖ-40 հավելանյութի կիրառմամբ մշակվել են մի շարք քսայուղային կոմպոզիտներ Ի-40Ա արդյունաբերական յուղի և օլեինաթթվի արտադրական թափոնների (ՕԱԹ), իսկ նոր հավելանյութերի կիրառմամբ Ս-220 կարելային ու ՎՄ-1 բարձր մաքրության թորվածքային յուղերի հիման վրա: Փորձնականորեն ուսումնասիրվել են նոր քսուբայուղային կոմպոզիտների ինչպես ֆիզիկաքիմիական, այնպես էլ հակամաշվածքային և հակաքերծվածքային հատկությունները: Շփահանգույցային շփումները կատարվել են MAST տիպի քառագունդ շփման մեքենայի վրա, ԳՕՍՍ 9490-88-ին համապատասխան: Փորձերի արդյունքում գնահատվել են շփագնդերի մաշման D_0 ցուցանիշի, կերամաշման P_0 բեռնվածքի, շփման f գործակցի և մաշման ուժգնության α գործակցի արժեքները:

Բացահայտված է, որ առաջարկվող քսուբայուղային կոմպոզիտներն իրենց շփահանգույցային բնութագրերով զգալիորեն գերազանցում են հիմնային յուղերի համանման բնութագրերին: Այսպես ցիկլային էպօքսիմիացությունները հիմնային յուղի կերամաշման P_0 բեռնունակությունը ավելացնում են 1.8 - 3.4, իսկ մաշման ուժգնության α գործակցից նվազեցնում 2.3 - 9.8 անգամ: Օրգանական բեռների ցիկլային եթերները, որպես հավելանյութեր, նվազ շփահանգույցային բնութագրերը փոփոխում են համապատասխանաբար 1.8 - 2.5 և 3.6 - 8.3 անգամ: Որպես հավելանյութ օգտագործված ցիկլոհեքսանների դեպքում կերամաշման բեռնվածքն աճում է 2.6 - 3.1, իսկ մաշման ուժգնության գործակցը նվազում 9.7 - 10.2 անգամ: Դետազոտությունները ցույց են տվել, որ մինչև $P = 700$ և բեռնվածության սահմանագիծը ՔԷՖ-40-ի ազդեցությունը զգալի չէ, սակայն ավելի բարձր արժեքների դեպքում, չնայած շփագնդիկների մաշման արժեքների որոշ աճին, հավելանյութի 0.25 կշռ.% և 0.5 կշռ.% քանակությամբ կիրառումը զգալի բարձրացնում է կոմպոզիտների կերամաշման բեռնվածքը (տես աղյուսակը):

Մոլոսակ

Սուր քսութայուղային նյութերի շփամաշվածքային բնութագրերը

Բնութագիր	40%ՕՍԹ+6 0%Ի-40Ա (Ա)	Ա+0.25% ԲեՖ-40	Ա+0.5% ԲեՖ-40	50%ՕՍԹ+5 0%Ճ-40Ա (Բ)	Բ+0.25% ԲեՖ-40	Բ+0.5% ԲեՖ-40
Մաշման ցուցանիշ D ₃ մմ	0.67	0.69	0.71	0.65	0.68	0.69
Շփման գործակից f	0.09	0.12	0.15	0.085	0.12	0.14
Կերամաշման բեռնըվածք P _կ Ն	1226	1373	1570	1226	1373	1570

Առաջարկվող քսութայուղային կոմպոզիտները կարող են հաջողությամբ օգտագործվել մեքենաների և մեխանիզմների ծանրաբեռնված և սահմանային յուղման պայմաններում շահագործվող շփահանգույցներում (առանցքակալներ, ատամնավոր, որդնակավոր և շփական փոխանցումներ, բռնցքային մեխանիզմներ և այլն), որտեղ շահագործման որոշիչ բնութագիրը կերամաշման կրիտիկական բեռնվածքն է:

ԱՈԱԶԳՎԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՏԵՍՈՒԹՅԱՆ ԿՈՆՏՎԱԿՏԱՅԻՆ ԽՆԴԻՐ
ՍՈՂՔԻ ՅԱՇՎԱՌՈՒՄՈՎ
Ռ. Թումանյան

Դիտարկվում է կամայական թվով միմյանցից հավասարառես դասավորված շրջանագծային առանցքներով վերդրակներից առածգական հարթությանը բեռի փոխանցման վերաբերյալ կոնտակտային խնդիր՝ սողքի տեսության դրվածքով:

Խնդրի դրվածքը: d₂ բարձրության առածգական անվերջ սալը իր վերին նիստի վրա ուժեղացված է կամայական N թվով օղակաձև R_i = R + (i - 1)d, (i = 1, 2, ..., N) շառավիղներով առածգական վերդրակներով: Վերդրակներն ունեն d₂ բարձրություն, h լայնություն, 2α (0 < α < π) բացվածքի անկյուն, դասավորված են միմյանցից հավասար d հեռավորության վրա և հորիզոնական ox առանցքի երկարությամբ կազմում են մեկ շարք: Ընդունելով h, d₂ << R₁ (h < d₂), պահանջվում է որոշել կոնտակտային լարումների բաշխման օրենքը վերդրակների սալի հետ միացման տիրույթում t (t ≥ τ₀) ժամանակի ցանկացած պահին, եթե t = τ₀ պահին վերդրակների վրա առանցքների ուղղությամբ եզրային հատույթներում կիրառված են կենտրոնացված ուժեր, իսկ վերդրակների վերին նիստերը այդ նույն ուղղությամբ բեռնավորված են տանգենցիալ բաշխված ուժերով:

Խնդրի լուծումը բերվում է սինգուլյար ինտեգրա-դիֆերենցիալ հավասարումների հետևյալ համակարգի լուծմանը.

$$\begin{aligned} & (1 - L_2^0) \sum_{k=1}^N \frac{1}{k} \int_{-\alpha}^{\alpha} \delta_{ik} ctg \frac{u - \theta}{2} + K_{ik}^* (U, \theta) \varphi_k'(U, t) dU = \\ & = \lambda(t) (1 - L_1^0) [\varphi_1(\theta, t) + f_1^{(1)}(\theta, t)] + (1 + L_2^0) f_1^{(2)}(\theta, t) \\ & (-\alpha < \theta < \alpha; i = 1, 2, \dots, N; t \geq \tau_0): \end{aligned}$$

Չեքիշկի օրթոգոնալ բազմանդամների օգնությամբ այդ համակարգը բերված է Կուլտերի երկրորդ սեռի գծային ինտեգրալ հավասարումների անվերջ համակարգերի վերջավոր համակարգի: Կատարված է այդ համակարգի հետազոտությունը ըստ սեղմող արտապատկերումների սկզբունքի:

ՌԵՍՍԱՅԻՆ ՏՐԱՆՍՊՈՐՏԱՅԻՆ ՄԻՋՈՑՆԵՐԻ ԱՐԳԵԼԱԿԱՅԻՆ
ՆՅՈՒԹԵՐԻ ՓՈՐՁԱՐԱՐԱԿԱՆ ԴԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ

Ա. Պողոսյան, Ն. Մամուլյան, Ն. Լամբարյան, Ա. Մարտիրոսյան

Մեքենաների տնտեսական և էկոլոգիական նպատակահարմարության առումով երկարակեցությունը և հուսալիությունը անմիջականորեն կապված են մաշակայունության խնդիրների հետ: Շփման և մաշման կորուստները զարգացած երկրներում կազմում են ազգային եկամտի 4 ... 5% - ը, իսկ շփման դիմադրության հաղթահարումը պահանջում է տարեկան արտադրվող էներգիայի 20 ... 25% - ը: Հետևաբար մեքենամասերի մաշակայունության և երկարակեցության խնդիրները առավել քան արդիական են: Ռելսային տրանսպորտային միջոցների շահագործողական հիմնական բնութագրերը՝ հուսալիությունը և անվտանգ աշխատանքի պահովումը, էլ ավելի են խստացնում նշված պահանջները:

Աշխատանքի նպատակն է մշակել ռելսային տրանսպորտային միջոցների արգելակներում օգտագործվող սերիական նյութի և առաջարկված փորձամուշեղների համեմատական գնահատման մեթոդիկա և դրանցից լավագույնները առաջարկել հետագա ստենդային փորձարկման համար:

Հետազոտման ընթացքում փորձարկվել են բազային և 7 տարատեսակ փորձամուշեղներ, պատրաստված փոշեմետալուրգիական եղանակով, պղնձի հիմքի վրա: Շահագործման ելքային պարամետրերն են V = 6 ... 8 մ/վ սահքի արագություն և P = 0,9 ՄՊա տեսակարար ճնշում: Փորձարկումներն անց են կացվել փորձարկումների ռացիոնալ ցիկլի (ՓՈՑ) մեթոդի համապատասխան, ըստ որի տրվում է շփական արգելակային հանգույցներում օգտագործվող նյութերի աշխատունակության քանակական և որակական գնահատական: Փորձարկումներն իրականացվել են L-32 և L-47-Խ-54 լաբորատոր շփման մեքենաների վրա, մոդելավորված ռեժիմներով: Այնուհետև, որոշվել են բնօրինակից մոդելին անցման մասշտաբային գործակիցները (C) ըստ բազիսային պարամետրերի (V, F_n, v, C₁) և եզրային պայմանների (C_p = C_r = C_u):

Փորձարկման արդյունքում արձանագրվել են հետևյալ եզրակացությունները՝ հետագա ստենդային ստուգման համար առաջարկվող երեք փորձամուշեղների համար.

1. առաջարկվող երեք փորձամուշեղները բազային համեմատ ունեն բավարար ցուցանիշներ, ընդ որում դրանցից առաջինը շփակայունության բնութագրերով գերազանցում է մյուսներին, և նրա շփման գործակիցի նվազագույն արժեքը տեղափոխված է ավելի բարձր ջերմաստիճանային գոտի: Շփման գործակիցի տատանման ամպլիտուդը, կախված ժամանակից, համեմատաբար փոքր է առաջարկվող փորձամուշեղներից երկրորդի մոտ և կազմում է 0,85: Շփման գոտում, ջերմաստիճանի բարձրացմանը զուգընթաց նկատվում է բոլոր փորձամուշեղների շփման գործակիցի օրինաչափ փոփոխում՝ մախնական բարձրացում, հետագա իջեցում մինչև նվազագույն արժեքը և կրկնակի բարձրացում ուժգին մաշման ռեժիմում:
2. Շփամաշակայունության տեսանկյունից առաջարկվող փորձամուշեղները գերադասելի են հաջորդաբար, չնայած որ սրանք զիջում են բազային մուշեղին: Հաստատված շփման ռեժիմը պահպանվում է մինչև 350 °C մակերևութային ջերմաստիճանային ռեժիմի դեպքում, որից հետո սկսվում է ուժգին մաշման գործընթացը: Սնացած փորձամուշեղներն ունեն անբավարար մաշակայունություն:
3. Ներկայացվող փորձարկման մեթոդիկայի հիմքի վրա կատարված վերլուծությունը

ցույց է տալիս, որ բոլոր փորձանմուշների շփման ջերմային ռեժիմը գրեթե համընկնում է բազային մնուշի ռեժիմի հետ: 10 րոպե ստացիրոնար մաշումից հետո ստեղծվում է հաստատված ջերմային ռեժիմ, և ջերմաստիճանային միջակայքը կազմում է 550... 650 °C:

Կատարված հետազոտությունների հիման վրա առաջարկվում է նշված երեք փորձանմուշները ներկայացնել փորձարկումների հաջորդ փուլ:

ԲԱՍՏԵՆՖԻՏ-5 ԱՍԲԵՍԱԶԵՐԾ ՇՓԱԿԱՆ ՆԵՐՊԻՐՆԵՐԻ ՇԱՅԱԳՈՐԾՈՒՄԸ Volvo, BMW, Valeo և Mercedes ՄԱԿՆԻՇԻ ՄԵՔԵՆԱՆՆԵՐԻ ԱՐԳԵԼԱԿՆԵՐՈՒՄ
Ն. Մելիքսեթյան

Հանրապետությունում նկատվում է արտասահմանյան արտադրության ժամանակակից մարդատար մեքենաների քանակության կտրուկ աճ, որը պահանջում է նրանց սպասարկման ապահովում և շարքից դուրս եկած մեքենանմաների փոխարինում: Բացառություն չեն կազմում նաև դրանց արգելակային հանգույցների շփական ներդիրները, որոնք համեմատաբար արագամաշ և ցածր ծառայման ժամկետ ունեցող մեքենանմաներ են:

Հանրապետությունում օգտագործվող արգելակային շփական ներդիրները հիմնականում ներմուծվում են Ռուսաստանի Դաշնությունից, որոնք պատրաստված են ասբեստեթելի հիմքով: Իսկ արտասահմանյան մակնիշի մարդատար ավտոմեքենաների արգելակները հաշվարկված և նախատեսված են ասբեստազերծ ներդիրներով շահագործման համար: Փոխարինման արդյունքում խախտվում են արգելակային հանգույցի նորմալ աշխատանքային պայմանները, նկատվում է թրթռակայունության կորուստ և ներդիրների արագ մաշում, բարձրանում է արգելակման հաստատված ջերմաստիճանը, հատկապես լեռնային կտրուկ վայրէջքների պայմաններում: Մեքենայի շահագործման անվտանգության փոքրացման արդյունքում մեծանում է լուրջ հետևանքներով հղի ճանապարհատրանսպորտային պատահարների աստիճանը: Հաշվի առնելով նաև այն հանգամանքը, որ ասբեստեթելի հիմքով պատրաստված շփական արգելակային ներդիրների շահագործումը որպես էկոլոգիապես ոչ մաքուր և մարդու համար վտանգավոր, դադարեցված է ՄԱԿ-ին կից Եվրոպայի Տնտեսական հորիզոնի մի շարք որոշումներով, ապա ակնհայտ է, որ հանրապետությունում արտասահմանյան վերոհիշյալ պահեստամասերի ապահովման գործընթացում լուրջ արգելքներ են առաջանում: Օրակարգի հարց է դարձել արգելակային ասբեստազերծ շփական ներդիրների արտադրության կազմակերպումը Հայաստանում:

Բազմաթիվ հրապարակումներում և գիտաժողովներում ներկայացվել են 3763-ում սեղծված «Բաստենֆիտ» ընդհանուր դասի ասբեստազերծ շփական ներդիրների մասին հարդորումներ, որ դրանց շահագործումը BA3, GA3 և A3AK մակնիշի ավտոմեքենաների արգելակներում տվել են դրական արդյունքներ:

Փորձեր են կատարվել 1998 թ. ստեղծված նոր «Բաստենֆիտ-5» տիպի նյութից պատրաստված ներդիրները օգտագործել Volvo, BMW, Valeo և Mercedes մակնիշների ավտոմեքենաների արգելակներում: Փորձարկման համար ընտրվել են այդ մեքենաների կոճղասկավառակային արգելակների մաշված կոճղակների մետաղյա տակդիրները: Դրանք մաքրվել, վերամաշվել են և, գործարանային տեխնոլոգիային համապատասխան պատրաստվել են շփական ներդիրներ, Բաստենֆիտ-5 նյութից, արգելակի կոճղակի կոնստրուկտորական փաստաթղթերի պահանջներին համապատասխան: Այնուհետև տեղադրվել են ավտոմեքենաների արգելակներում և շահագործվել Լոռու մարզի լեռնային ավտոճանապարհներում:

Աշխատանքում ներկայացված են կոճղակների պատրաստման տեխնոլոգիան, սարքավորումները, փորձարկման և ստուգման գործընթացները: Ամփոփիչ արդյունքները բերված են աղյուսակում:

Ստուգման չափանիշները	Ավտոմեքենայի մակնիշը			
	Volvo	BMW	Valeo	Mercedes
Ավտոմեքենաների քանակը, հատ	8	12	7	15
Ավտոմեքենայի միջին վազքը, կմ	15000	14000	15000	14000
Արգելակման միջին ճանապարհը, մ	55	58	55	57

Չափանիշների վերլուծությունը ցույց է տալիս, որ Բաստենֆիտ-5 տիպի նյութից պատրաստված կոճղասկավառակային արգելակների շփական ներդիրները ունեն բավարար աշխատունակություն և իրենց շփագիտական բնութագրերով համապատասխանում են միջազգային ստանդարտների նորմաներին:

ԱՆԱԶԳԱԿԱՆՈՒԹՅԱՆ ՀԱՐԹ ՏԵՍՈՒԹՅԱՆ ԻՆՏԵԳՐԱԼ ՀԱՎԱՍՏՐՄԱՆ ԽՏՈՒԹՅԱՆ ԱՍԻՄՄՏՈՏԻԿ ՆԵՐԿԱՅԱՑՄԱՆ ՄԻ ԵՃԳՐՏՄԱՆ ՄԱՍԻՆ

Վ. Արսենյան

Աշխատանքը նվիրված է առածակակության տեսության հարթ խնդրի լուծմանը անկյուններ ունեցող տիրույթների դեպքում: Նման խնդիրների լուծման մեթոդիկան բերվում է հեղինակի նախորդ աշխատանքներում, որտեղ ինտեգրալ հավասարումը լուծվում է հաջորդական մոտավորությունների եղանակով, իսկ անկյունների շրջակայքում խտությունը ներկայացվում է անկյան բացվածքին համապատասխան ասիմպտոտիկայով: Ներկա աշխատանքում ցույց է տրվում, որ խտության ասիմպտոտիկ ներկայացման մեջ գծային անդամի գործակցի կեղծ մասը պետք է հավասար լինի գոյի, հակառակ դեպքում գծային անդամը Կոշու տիպի ինտեգրալների միջոցով (որոնք մտնում են լուծումը ներկայացնող երկու անալիտիկ ֆունկցիաների մեջ) իր հետ «բերում» է լոգարիթմական եզակիություն և հակասում է կոնտուրի անկյուն կազմող կողմերի վրա լարումների համասեռ պայմաններից ստացվող սեփական լուծումներին: Եթե տիրույթի անկյունների շրջակայքում լարումներն ունեն աստիճանային խթանի եզակիություն, ապա առաջարկվող ճշգրտումը լուծման մեջ մեծ փոփոխություն չի մտցնում, քանի, որ ավելի թույլ լոգարիթմական եզակիությունը ճնշվում է աստիճանային կողմից, իսկ եթե անկյան շրջակայքում լարումները վերջավոր են, ապա առաջարկվող ճշգրտումը ունի որոշիչ նշանակություն:

Աշխատանքում դիտարկվում է խաչաձև հավասարակողմ անցքով անվերջ տիրույթի դեպքը, որի կոնտուրի ներս ընկած անկյուններում առաջանում են վերջավոր, իսկ նյութ անկյուններում՝ անվերջ լարումներ: Հաշվարկված են լարումները կոնտուրի և տիրույթի մի շարք կետերում, կառուցված են լարումների դաշտը պատկերող գրաֆիկներ:

О НЕСИММЕТРИЧНОМ ВДАВЛИВАНИИ ДВУХ ЖЕСТКИХ ШТАМПОВ В УПРУГУЮ ОРТОТРОПНУЮ ПОЛУПЛОСКОСТЬ, ОСЛАБЛЕННУЮ ВЕРТИКАЛЬНЫМ ПОЛУБЕСКОНЕЧНЫМ РАЗРЕЗОМ

А. Григорян

В настоящей работе рассматривается плоская несимметричная контактная задача для упругой ортотропной полуплоскости ($z \geq 0, |x| < \infty$), ослабленной вертикальным полу-

бесконечным разрезом ($c < Z < \infty$), когда на участках $(-b_2; -a_2)$ и $(a_1; b_1)$ горизонтальной границы ($Z = 0$) полуплоскости приложены два жестких штампа с основанием произвольной гладкой формы, расположенные несимметрично относительно оси разреза ($X = 0$).

Предполагается, что трение между штампами и полуплоскостью отсутствует. На кромках разреза действует произвольное давление.

Решение задачи представлено как сумма решений смешанной задачи для двух квадрантов, разделенной осью разреза.

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

Неизвестные функции интегрирования определяются, используя граничные условия и условия полного контакта квадрантов.

Пользуясь основными соотношениями теории упругости [2], все компоненты упругого поля выражены через неизвестные функции интегрирования.

Определение неизвестных функций интегрирования сначала приведено к решению систем «парных» и «тройных» интегральных уравнений, а затем к решению системы регулярных интегральных уравнений типа Фредгольма второго рода.

«Парные» и «тройные» интегральные уравнения решены, пользуясь методами указанными в работах [1; 3-7] и используя [8].

Система 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 штампами, нормальные перемещения вне штампов, нормальные и касательные напряжения вне разреза, горизонтальные перемещения в разрезе.

ЛИТЕРАТУРА

- А. Ж. Григорян, Сб. научн. Трудов конф., ЕГУ, 1997, С. 216-219
Р. Крестенсен, Введение в механику композитов, М., Мир, 1982, 337С.
В. С. Тоноян, С. А. Мелкумян, ДАН Арм. ССР, Т. 7, N 5, 1973, с. 282-288
А. А. Баблоян, ДАН Арм. ССР, Т. 39, N 3, 1964, с. 149-157
В. С. Тоноян, Известия АН Арм. ССР, Механика, Т. 21, N 3, 1968, с. 3-18
В. С. Тоноян, С. А. Мелкумян, Известия АН Арм. ССР, Т. 24, N 4, 1971, с. 3-17
С. А. Мелкумян, ДАН Арм. ССР, Т. 55, N 2, 1972, с. 87-93
И. С. Грагпийн, И. М. Ръжик, Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений, М., Физматгиз, 1962, 1100 с.