

УДК 677.055

ПІПА Б.Ф., ПЛЕШКО С.А., КОВАЛЬОВ Ю. А.
Київський національний університет технологій та дизайну

ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ В ГОЛЦІ В'ЯЗАЛЬНОЇ МАШИНИ, ЗУМОВЛЕНІ ІНЕРЦІЙНИМИ НАВАНТАЖЕННЯМИ

Мета. Аналіз динамічних процесів, що виникають в штампованій голці в'язальної машини, зумовлених інерційними навантаженнями.

Методика. Використані сучасні методи теорії динаміки напружень в стержнях перемінного профілю.

Результати. Розроблено метод аналізу динамічних процесів в голці в'язальної машини, зумовлених інерційними навантаженнями. Встановлено, що при роботі в'язальної машини з постійною швидкістю обертання голкового циліндра зовнішні впливи на голку являють собою періодичні в часі функції. У цьому випадку початкові умови можуть бути опущені. Взаємодія голки з пазом, в якому вона розташована, обумовлена силами тертя, що залежать від ряду факторів, облік яких являє собою складну задачу. У зв'язку з цим рух голки представлено у вигляді руху, зумовленого дією зовнішньої сили, що діє з боку клина на п'ятку голки, зосередженою в точці. Встановлено, що з метою підвищення ступеня точності апроксимації сили, що діє на голку, вона може бути представлена рядом Фур'є з урахуванням періодичності руху голки. Отримано формули, за допомогою яких можна визначити як переміщення ділянок стержня голки, зумовлені інерційними навантаженнями, так і встановити залежність напруженого стану голки від виду траєкторії руху її п'ятки, тобто профілю клинів, з якими вона взаємодіє.

Наукова новизна. Одержана залежність переміщень у голці від переміщення в п'ятці, яка дає можливість дослідити напруження в стержні голки в'язальної машини, зумовлених інерційними навантаженнями.

Практична значимість. Запропонований інженерний метод в подальшому дасть можливість зменшити напруження в стержні голки в'язальної машини, що виникають при взаємодії її з клинами механізму в'язання, що в свою чергу, впливає на довговічність роботи голки.

Ключові слова: голка в'язальної машини, динамічні процеси в голці, інерційні навантаження голки, напруження в голці, зумовлені інерційними навантаженнями.

Вступ. В процесі роботи в'язальної машини голки піддаються значним навантаженням, що є основної причиною їх відмов [1-5]. Дослідження [1] показують, що ударні явища, що виникають при взаємодії голок з клинами в'язальних систем, є основною причиною руйнувань голок. Ударні навантаження в в'язальних системах можуть бути ліквідовані шляхом використання безударних клинів. Однак, і в цьому випадку в стержні голки виникають напруження, викликані інерційними навантаженнями, зумовленими специфікою роботи в'язальних машин. Тому проблема досліджень напружень в голках в'язальних машин, зумовлених інерційними навантаженнями є актуальною та своєчасною.

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання впливу напружень, що виникають в голках в'язальних машин, на довговічність їх роботи, завданням досліджень є аналіз динамічних процесів в голці в'язальної машини, зумовлених інерційними навантаженнями.

Результати дослідження. Аналізуючи конструкцію штампованої голки, приходимо до висновку, що голка, наприклад поз. 0-388, являє собою стержень кусочно-змінного

перетину з трьома явно вираженими ділянками з постійним поперечним перерізом. У зв'язку з цим при розгляді питання про повздовжні коливання голки її розрахункову схему доцільно вибрати у вигляді, представленому на рис. 1.

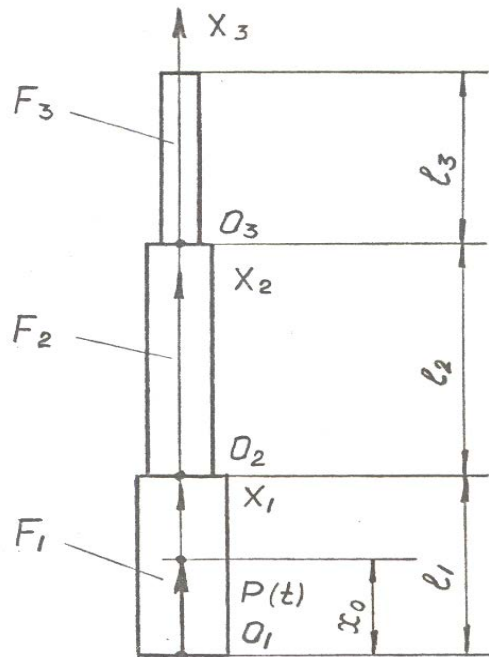


Рис. 1. Розрахункова схема до визначення напружень у голці, зумовлених інерційними навантаженнями

На рис. 1 l_i і F_i - відповідно довжина і площа поперечного перерізу i -ої ділянки ($i = 1, 2, 3$).

Переміщення поперечних перерізів голки при роботі машини визначається рівнянням:

$$s = s_0 + u, \quad (1)$$

де s - абсолютне переміщення перетину голки;

s_0 - переміщення голки, як твердого тіла, обумовлене технологічними вимогами процесу петлетворення;

u - відносне переміщення перетину голки, обумовлене подовжніми коливаннями стержня.

Переміщення голки згідно закону Ньютона знаходиться в наступній залежності від сили, що діє на голку:

$$\frac{d^2 s_0}{dt^2} = \frac{Q(t)}{m}, \quad (2)$$

де
$$Q(t) = \sum_{i=1}^3 \int_{l_i} f_i(x_i, t) dx_i; \quad (3)$$

$f_i(x_i, t)$ - інтенсивність розподілу рушійної сили;

$Q(t)$ - рушійна сила;

m - маса голки.

Складемо рівняння руху i - ої ділянки голки, позначивши переміщення її перетинів відповідно через s_i і u_i .

Сила інерції елемента довжиною dx_i дорівнює:

$$-\rho F_i dx_i \frac{\partial^2 s_i}{\partial t^2}, \quad (4)$$

де ρ - масова погонна щільність матеріалу голки.

Пружна сила, викликана подовжньою деформацією голки дорівнює:

$$EF_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} dx_i, \quad (5)$$

де E - модуль пружності матеріалу голки.

З огляду на розподілене зовнішнє зусилля інтенсивності $f_i(x_i, t)$, одержуємо відповідно до принципу Д'Аламбера рівняння руху елемента з урахуванням виразів (4), (5)

у виді:

$$-\rho F_i \frac{\partial^2 s_i}{\partial t^2} + EF_i \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} + f_i(x_i, t) = 0. \quad (6)$$

Враховуючи (5) і (2), рівняння (6) приймає вид:

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} = -\frac{Q(t)}{m} + \frac{1}{F_i \rho} f_i(x_i, t), \quad (7)$$

де $a^2 = \frac{E}{\rho}$ (a - швидкість поширення звуку в матеріалі голки).

Рішення рівняння (7) варто підкорити визначеним початковим і граничним умовам.

При роботі круглов'язальної машини з постійною швидкістю обертання циліндра зовнішні впливи на голку являють собою періодичні в часі функції. У цьому випадку початкові умови можуть бути опущені, а граничні умови, що виражають відсутність навантажень на кінцях голки і сполучення окремих ділянок, мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{\partial u_3}{\partial x_3} &= 0 \quad \text{при } x_3 = l_3; \\ F_3 \frac{\partial u_3}{\partial x_3} \Big|_{x_3=0} &= F_2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2 = l_2}; \quad u_3 \Big|_{x_3=0} = u_2 \Big|_{x_2 = l_2} \\ F_2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \Big|_{x_2=0} &= F_1 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \Big|_{x_1 = l_1}; \quad u_2 \Big|_{x_2=0} = u_1 \Big|_{x_1 = l_1}; \\ \frac{\partial u_1}{\partial x_1} &= 0 \quad \text{при } x_1 = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

Таким чином подовжній рух голки описується диференціальними рівняннями (2) і (7), рішення яких задовольняє граничним умовам і умовам сполучення (8).

Розподілені зовнішні зусилля $f_i(x_i, t)$ являють собою реакції, що діють на голку від її п'ятки і від штег, між якими переміщується голка. Взаємодія голки з пазом, утвореним штегами, обумовлено силами тертя, що залежать від ряду факторів, облік яких являє собою складну задачу. У зв'язку з цим будемо розглядати рух голки під дією зовнішньої сили, що

діє з боку клина на п'ятку голки $P(t)$, припустивши для простоти її зосередженою в точці $x_1 = x_0$ (рис. 1). У цьому випадку:

$$\begin{aligned} f_1(x_i, t) &= P(t)\sigma_1(x_1 - x_0); \\ f_i(x_i, t) &= 0, \quad (i = 2, 3), \end{aligned} \quad (9)$$

де $\sigma_1(x_1 - x_0)$ - імпульсивна функція першого роду.

У цьому випадку рівняння руху окремих ділянок (7) приймають вид:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x_1^2} = -\frac{P(t)}{m} + \frac{1}{F_1 \rho} P(t)\sigma_1(x_1 - x_0); \quad (10)$$

$$\frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} - a^2 \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_i^2} = -\frac{P(t)}{m}, \quad (i = 2, 3) \quad (11)$$

Як уже відзначалося, зовнішній вплив на голку є періодичною функцією часу. Її період залежить від геометрії клинів і від швидкості обертання циліндра. Задамо цю функцію у виді:

$$P(t) = P \cos \omega t, \quad (12)$$

де P - амплітуда зовнішнього силового впливу на п'ятку голки;
 ω - циклічна частота.

Частинне рішення рівнянь (10), (11), що відповідає змушеним коливанням, представимо у виді:

$$u_i(x_i, t) = X_i(x_i) \cos \omega t. \quad (13)$$

Для амплітудних функцій $X_i(x_i)$ одержуємо звичайні диференціальні рівняння:

$$X_1'' + \alpha^2 X_1 = c - b \sigma_1(x_1 - x_0); \quad (14)$$

$$X_i'' + \alpha^2 X_i = c, \quad (i = 2, 3), \quad (15)$$

де введені позначення: $\alpha^2 = \frac{\omega^2}{a^2}$; $c = \frac{P}{\alpha^2 m}$; $b = \frac{P}{F_1 E}$. (16)

Рішення рівнянь (14) і (15) при $b = 0$ (ділянки 2, 3 стержня голки) має вигляд:

$$X_i(x_i) = \frac{c}{\alpha^2} + A_i \cos \alpha x_i + B_i \sin \alpha x_i, \quad (17)$$

де A_i, B_i - постійні, вибір який повинний бути підлеглий умові (8).

Частинне рішення рівняння (14) може бути знайдено операційним методом. У результаті чого маємо:

$$X_1(x_1) = \frac{c}{\alpha^2} + A_1 \cos \alpha x_1 + B_1 \sin \alpha x_1, \quad x_1 \leq x_0; \quad (18)$$

$$X_1(x_1) = \frac{c}{\alpha^2} + A_1 \cos \alpha x_1 + B_1 \sin \alpha x_1 - \frac{b}{\alpha} \sin \alpha (x_1 - x_0), \quad x_1 \geq x_0.$$

Таким чином, відносно переміщення поперечних перерізів голки визначається виразом (13) після підстановки туди амплітудних функцій (17) для $i = 2, 3$ і (18) для $i = 1$.

Для визначення постійних A_i, B_i , використовуючи умови (8), одержуємо наступну систему алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{aligned} -A_3 \sin \alpha l_3 + B_3 \cos \alpha l_3 &= 0; \\ F_3 B_3 &= F_2(-A_2 \sin \alpha l_2 + B_2 \cos \alpha l_2); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_3 &= A_2 \cos \alpha l_2 + B_2 \sin \alpha l_2; \\
 F_2 B_2 &= F_1 [-A_1 \sin \alpha l_1 + B_1 \cos \alpha l_1 - \frac{b}{\alpha} \cos \alpha (l_1 - x_0)]; \\
 A_2 &= A_1 \cos \alpha l_1 + B_1 \sin \alpha l_1 - \frac{b}{\alpha} \sin \alpha (l_1 - x_0); \\
 B_1 &= 0.
 \end{aligned} \tag{19}$$

Рішення цієї системи має вигляд: $A_1 = \frac{\Delta_1}{\Delta}; \quad B_1 = 0;$

$$\begin{aligned}
 A_2 &= \frac{\Delta_2}{\Delta} \cos \alpha l_1 - \frac{b}{\alpha} \sin \alpha (l_1 - x_0); \quad B_2 = -\frac{F_1}{F_2} \left[\frac{\Delta_1}{\Delta} \sin \alpha l_1 + \frac{b}{\alpha} \cos \alpha (l_1 - x_0) \right]; \\
 A_3 &= (\cos \alpha l_1 \cos \alpha l_2 - \frac{F_1}{F_2} \sin \alpha l_1 \sin \alpha l_2) \frac{\Delta_1}{\Delta} - \frac{b}{\alpha} [\cos \alpha l_2 \sin \alpha (l_1 - x_0) + \\
 &+ \frac{F_1}{F_2} \sin \alpha l_2 \cos \alpha (l_1 - x_0)]; \\
 B_3 &= -\frac{\Delta_1}{\Delta} \left(\frac{F_2}{F_3} \sin \alpha l_2 \cos \alpha l_1 + \frac{F_1}{F_3} \cos \alpha l_2 \sin \alpha l_1 \right) + \frac{b}{\alpha} \left[\frac{F_2}{F_3} \sin \alpha l_2 \sin \alpha (l_1 - x_0) - \right. \\
 &\left. - \frac{F_1}{F_2} \cos \alpha l_2 \cos \alpha (l_1 - x_0) \right],
 \end{aligned} \tag{20}$$

де введені наступні позначення:

$$\begin{aligned}
 \Delta &= (\cos \alpha l_1 \cos \alpha l_2 - \frac{F_1}{F_2} \sin \alpha l_1 \sin \alpha l_2) \sin \alpha l_3 + \\
 &+ \frac{F_2}{F_3} (\sin \alpha l_2 \cos \alpha l_1 + \frac{F_1}{F_2} \cos \alpha l_2 \sin \alpha l_1) \cos \alpha l_3; \\
 \Delta_1 &= \frac{b}{\alpha} \left[\left(\frac{F_2}{F_3} \sin \alpha l_2 \cos \alpha l_3 + \sin \alpha l_3 \cos \alpha l_2 \right) \sin \alpha (l_1 - x_0) + \right. \\
 &\left. + \left(\frac{F_1}{F_2} \sin \alpha l_2 \sin \alpha l_3 - \frac{F_1}{F_3} \cos \alpha l_2 \cos \alpha l_3 \right) \cos \alpha (l_1 - x_0) \right].
 \end{aligned} \tag{21}$$

Отже, рішення рівнянь (10), (11) у розглянутому випадку періодичного руху має вигляд:

$$\begin{aligned}
 u_1(x_1, t) &= \left(\frac{c}{\alpha^2} + A_1 \cos \alpha x_1 \right) \cos \omega t, \quad x_1 \leq x_0; \\
 u_1(x_1, t) &= \left[\frac{c}{\alpha^2} + A_1 \cos \alpha x_1 - \frac{b}{\alpha} \sin \alpha (x_1 - x_0) \right] \cos \omega t, \quad x_1 \geq x_0; \\
 u_2(x_2, t) &= \left[\frac{c}{\alpha^2} + A_2 \cos \alpha x_2 + B_2 \sin \alpha x_2 \right] \cos \omega t; \\
 u_3(x_3, t) &= \left[\frac{c}{\alpha^2} + A_3 \cos \alpha x_3 + B_3 \sin \alpha x_3 \right] \cos \omega t,
 \end{aligned} \tag{22}$$

де A і B визначаються з рівнянь (20).

Знаючи величину переміщень перетинів окремих ділянок голки, неважко знайти їхні деформації і напруження, що виникають у різних ділянках голки при роботі машини, а саме:

$$\varepsilon_i = \frac{du_i}{dx_i}; \quad (23)$$

$$\sigma_i = E\varepsilon_i = E \frac{du_i}{dx_i},$$

де ε_i - деформація i - ої ділянки голки;

σ_i - напруження в i - ій частині голки.

Наприклад, для $x_1 \leq x_0$:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= -A_1\alpha \sin \alpha x_1 \cos \omega t; \\ \sigma_1 &= -EA_1\alpha \sin \alpha x_1 \cos \omega t. \end{aligned} \quad (24)$$

Абсолютне переміщення поперечного перерізу голки знаходимо шляхом додавання до (22), згідно (1), рішення рівняння (2), яке з урахуванням (12) має вигляд:

$$S_0 = -\frac{P}{m\omega^2} \cos \omega t = -\frac{c}{\alpha^2} \cos \omega t. \quad (25)$$

Аналізуючи (25), можна відзначити, що в даному рівнянні опущені складові, облік яких дозволив би задовольнити заданим початковим умовам і тим самим зафіксувати більш певне положення голки в просторі, оскільки ці складові не впливають на напружений стан голки.

Вище була розглянута задача про рух голки під дією сили, що передається на голку від п'ятки, взаємодіючої з клином. Ця сила передбачалася у виді (12). З метою підвищення ступеня точності апроксимації сили, що діє на голку, вона може бути представлена рядом Фур'є у вигляді періодичності руху голки:

$$P(t) = \sum_{n=0}^{\infty} P_n \cos \omega_n t. \quad (26)$$

Переміщення перетинів ділянок стержнів голки в цьому випадку одержимо підсумовуванням по n виразів (22), у яких величинам α , c і b варто приписати відповідний індекс n .

З отриманих формул можна установити залежність напруженого стану голки від виду траєкторії руху її п'ятки, тобто профілю клинів.

Припускаючи траєкторію руху п'ятки у вигляді плоскої кривої з періодом L (рис. 2), виразимо її рівняння у виді ряду Фур'є:

$$y = \sum_{n=0}^{\infty} f_n \cos \frac{n\pi x}{L}. \quad (27)$$

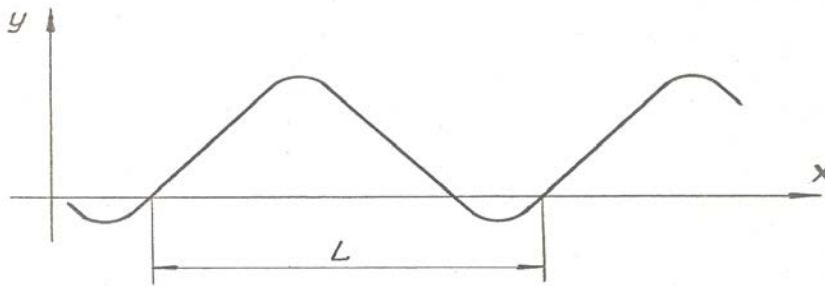


Рис. 2. Примірна траєкторія руху п'ятки голки

Оскільки голка переміщається в напрямку осі X зі швидкістю v_0 , то $X = v_0 t$. Тоді закон руху п'ятки голки згідно з (27) має вигляд:

$$y_t = \sum_{n=0}^{\infty} f_n \cos \omega_n t, \quad (28)$$

де
$$\omega_n = \frac{\pi n v_0}{L}.$$

Далі будемо вважати, що такий же рух буде здійснювати перетин голки, для якого $X_1 = X_0$ (див. рис. 1). Враховуючи (21) і (25), знаходимо переміщення цього перетину:

$$s_1(x_0, t) = \sum_{n=0}^{\infty} A_1^{(n)} \cos \alpha_n x_0 \cos \omega_n t. \quad (29)$$

Прирівнюючи (28) і (29), одержуємо:

$$A_1^{(n)} \cos \alpha_n x_0 = f_n; \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (30)$$

Одержане співвідношення зв'язує коефіцієнти розкладання в ряд Фур'є траєкторії руху п'ятки і зусилля, що передається на голку від п'ятки. За допомогою співвідношення (30) виключаємо з виразів типу (22) $A_1^{(n)}$ і b_n , після чого можна одержувати залежність переміщень у голці від переміщень п'ятки. Відповідні напруження будуть мати вигляд:

$$\begin{aligned} \sigma_1(x_1, t) &= E \sum_{n=0}^{\infty} \frac{-f_n \alpha_n}{\cos \alpha_n x_0} \sin \alpha_n x_1 \cos \omega_n t, & x_1 \leq x_0; \\ \sigma_1(x_1, t) &= E \sum_{n=0}^{\infty} \alpha_n \left[-\frac{f_n}{\cos \alpha_n x_0} \sin \alpha_n x_1 - \frac{b_n}{\alpha_n} \cos \alpha_n (x_1 - x_0) \right] \cos \omega_n t, & x_1 \geq x_0; \\ \sigma_2(x_2, t) &= E \sum_{n=0}^{\infty} \alpha_n (-A_2^{(n)} \sin \alpha_n x_2 + B_2^{(n)} \cos \alpha_n x_2) \cos \omega_n t; \\ \sigma_3(x_3, t) &= E \sum_{n=0}^{\infty} \alpha_n (-A_3^{(n)} \sin \alpha_n x_3 + B_3^{(n)} \cos \alpha_n x_3) \cos \omega_n t. \end{aligned} \quad (31)$$

Величини $A_i^{(n)}$, $B_i^{(n)}$ ($i = 2, 3$) визначаються з (20), якщо там замінити $\frac{\Delta_1}{\Delta}$ на $\frac{f_n}{\cos \alpha_n x_0}$ і підставити замість b_n його значення, знайдене з (30) після заміни в ньому $A_i^{(n)}$, на $\frac{\Delta_1^{(n)}}{\Delta^{(n)}}$.

Висновки. В результаті виконаних досліджень:

- розроблено теорію динаміки напружень в стержні штампованої голки в'язальної машини, зумовлених інерційними навантаженнями;
- запропоновано інженерний метод визначення напружень в стержні голки в'язальної машини, що виникають при взаємодії її з клинами механізму в'язання.

Список використаної літератури

1. Піпа Б.Ф. Динаміка механізмів в'язання круглов'язальних машин. – К: КНУТД, 2008. – 416 с.
2. Піпа Б.Ф., Коньков Г.І., Марченко А.І. Динаміка взаємодії голки в'язальної машини з клином //Вісник КНУТД. -2010. - № 5 (т. 2). – С. 174-179.
3. Піпа Б.Ф., Місяць В.П. Зниження динамічних напружень у голці в'язальної машини //Вісник КНУТД. -2011. - № 2. – С. 36-39.
4. Плешко С.А., Піпа Б.Ф. Підвищення довговічності роботи голок в'язальних машин //Вісник КНУТД. -2014. - № 4 (78). – С. 221-226.
5. Плешко С.А., Піпа Б.Ф. Вплив жорсткості пари голка-клин на напруження, що виникають в стержні в'язальної голки при ударі об клин // Вісник ХНУ. – 2015. - № 2. – С. 41-44.

ДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В ИГЛЕ ВЯЗАЛЬНОЙ МАШИНЫ, ВЫЗВАННЫЕ ИНЕРЦИОННЫМИ НАГРУЗКАМИ

ПИПА Б.Ф., ПЛЕШКО С.А., КОВАЛЕВ Ю.А.

Киевский национальный университет технологий и дизайна

Цель. Анализ динамических процессов, возникающих в штампованной игле вязальной машины, вызванных инерционными нагрузками.

Методика. Используются современные методы теории динамики напряжений в стержнях переменного профиля.

Результаты. Разработан метод анализа динамических процессов в игле вязальной машины, вызванных инерционными нагрузками. Установлено, что при работе вязальной машины с постоянной скоростью вращения игольного цилиндра внешние воздействия на иглу представляют собой периодические во времени функции. В этом случае начальные условия могут быть опущены. Взаимодействие иглы с пазом, в котором она расположена, обусловлена силами трения, зависящими от ряда факторов, учет которых представляет собой сложную задачу. В связи с этим движение иглы представлено в виде движения, обусловленного действием внешней силы, действующей со стороны клина на пятку иглы, сосредоточенной в точке. Установлено, что с целью повышения степени точности

аппроксимации силы, действующей на иглу, она может быть представлена рядом Фурье с учетом периодичности движения иглы. Получено формулы, с помощью которых можно определить как перемещение участков стержня иглы, вызванных инерционными нагрузками, так и установить зависимость напряженного состояния иглы от вида траектории движения ее пятки, то есть профиля клиньев, с которыми она взаимодействует.

Научная новизна. Получена зависимость перемещения иголки от перемещения в пятке, которая дает возможность исследовать напряжения в стержне иголки вязальной машины, которые обусловлены инерционными нагрузками.

Практическая значимость. Предложенный инженерный метод в дальнейшем даст возможность уменьшить напряжения в стержне иголки вязальной машины, которые возникают при взаимодействии ее с клиньями механизма вязания, что в свою очередь влияет на долговечность работы иголки.

Ключевые слова: *игла вязальной машины, динамические процессы в игле, инерционные нагрузки иглы, напряжения в игле, вызванные инерционными нагрузками.*

DYNAMIC PROCESSES IN THE NEEDLE KNITTING MACHINE, CAUSED INERTIAL LOADS

PIPA B.F., PLESHKO S.A., KOVALEV Y.A.

Kiev National University of Technology and Design

The Aim. Analysis of dynamic processes occurring in the pressed needle knitting machine, caused by inertial loads.

Methods. The use of modern methods of the theory of the dynamics of stress in the bars of variable profile.

The Results. A method for the analysis of dynamic processes in the needle knitting machine, caused by inertial loads. It is established that during operation of the knitting machine at a constant speed of rotation of the needle cylinder to external influences needle are periodic functions of time. In this case, the initial conditions can be omitted. The interaction of the needle with a groove in which it is located, due to frictional forces, which depend on a number of factors which account is a complex task. In connection with this movement of the needle is presented in the form of motion due to an external force exerted by the wedge on the heel of the needle, centered at a point. It is established that in order to increase the degree of approximation of the force acting on the needle, it can be represented by the Fourier series based on the periodicity of the needle movement. The resulting formula by which can be defined as the movement of the needle bar areas caused by inertial loads, and to establish the relation stress state of the needle on the type of the path of movement of her heel, that is, the profile of the wedges, with which it interacts.

Scientific novelty. The dependence of the displacement of the needle from moving in the heel, which gives the opportunity to explore the tension in the rod needle knitting machines, which are due to inertial loads.

The practical significance. The proposed engineering method in the future will give the opportunity to reduce the tension in the rod needle knitting machines that arise in the interaction of it with the wedges of the knitting mechanism, which in turn affects durability of the needle.

Key words: *needle knitting machine, dynamic processes in the needle, the needle inertial load, the voltage at the needle caused by inertial loads.*