

"blind operator - environment - machine to distribute information flows in these channels, and to determine the direction of information flow in these channels.

Originality. Analysis of the channels of communication and information transfer, as well as blind tiftotechniks factors that affect these channels and the transmission of information in these channels.

Practical Value the work consists in the use of the obtained research results in the design of machines light and other industries, as well as individual machines, which can work full operator with disabilities.

Keywords: tiftotechniks, mechanical-technological system, sewing machine operator with disabilities, blind people, human interaction with the machine.

УДК 677.055

ПЛІШКО С.А.

Київський національний університет технологій та дизайну

ДИНАМІКА ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ МЕХАНІЗМУ В'ЯЗАННЯ В'ЯЗАЛЬНИХ МАШИН

Мета. Розробка математичної моделі взаємодії голок з клинами замків механізму в'язання в'язальних машин та інженерного методу знаходження максимальних динамічних навантажень, що виникають при взаємодії голки з клином.

Методика. Використані сучасні методи досліджень динаміки механічних систем з метою знаходження динамічних навантажень, зумовлених ударною взаємодією голок з клинами в'язальних машин.

Результати. На основі аналізу конструктивних особливостей робочих органів в'язальних машин запропоновано математичні моделі, що дозволяють визначити динамічні навантаження, зумовлені ударною взаємодією голок з клинами як існуючих типів в'язальних машин, так і перспективних нових їх конструкцій. Розроблено інженерні методи визначення максимальних динамічних навантажень, що виникають при взаємодії існуючих конструкцій голок та клинів та в разі використання нових перспективних типів голок та клинів. Запропоновані математичні моделі взаємодії голок з клинами дозволяють розробити методи розрахунку динамічних навантажень у в'язальних системах, необхідних при проектуванні сучасних типів в'язальних машин.

Наукова новизна. Розвиток наукових основ та інженерних методів проектування робочих органів в'язальних машин.

Практична значимість. Розробка інженерного методу визначення максимальних динамічних навантажень, що виникають при взаємодії голок з клинами в'язальних машин.

Ключові слова: математична модель, динаміка взаємодії голки з клином, в'язальна машина, механізм в'язання, голка в'язальної машини, клин в'язальної машини.

Вступ. Специфікою роботи в'язальних машин є значні динамічні навантаження, що виникають при взаємодії голково-платинових виробів з клинами замків в період зміни напрямку їх руху [1-4]. Динамічні навантаження, що виникають при цьому, є одним з визначальних чинників в питаннях надійності роботи в'язальних машин та якості продукції, що випускається. Розробка методу визначення навантажень в парі голка-клин є важливим етапом в створенні теоретичних основ проектування в'язального механізму, оскільки дозволить вирішити проблему підвищення ефективності роботи в'язальних машин. Особливо актуальним є це завдання в даний час, коли перед трикотажним машинобудуванням постає питання підвищення швидкісних характеристик в'язальних машин та автоматів.

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи в'язальних машин, завданням досліджень є розробка математичної моделі взаємодії голок з клинами

замків механізму в'язання в'язальних машин та інженерного методу знаходження максимальних динамічних навантажень, що виникають при взаємодії голки з клином.

Результати дослідження. Аналіз конструкцій робочих органів в'язальних систем [1-4] показує, що в якості розрахункової схеми при визначенні навантажень, що виникають при взаємодії голок в'язальних машин з клинами, можна приймати одномасову або двомасову динамічну модель (рис. 1).

При цьому одномасова модель (рис. 1, а) може бути прийнята при дослідженні процесу взаємодії голки в'язальної машини з клином жорсткої конструкції (жорстке кріплення клину до блоків замків).

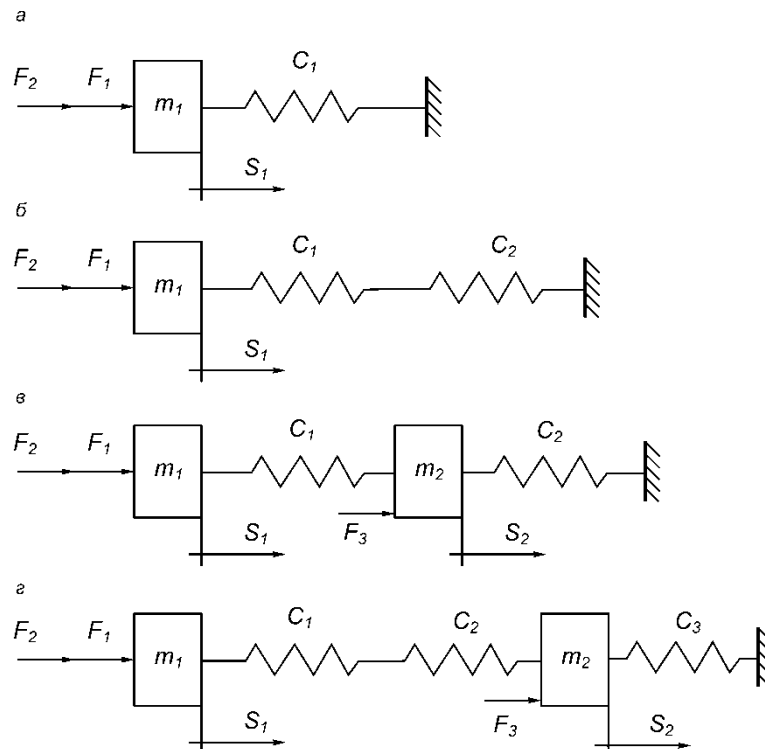


Рис. 1. Приведені розрахункові схеми:

а – взаємодія голки з клином жорсткої конструкції; б – взаємодія голки з клином, що має пружний елемент; в – для випадку пружного кріплення клину; г – при наявності пружного елемента клину та пружного кріплення клину; m_1, m_2 – приведені маси відповідно голки і клину;

C_1, C_2, C_3 – приведена жорсткість відповідно голки, пружного елемента клину та пружного кріплення клину;

F_1, F_2, F_3 – приведені технологічне навантаження, що діє на голку, сила опору руху голки в пазу циліндра, обумовлена тертям, та статичне навантаження на клин, викликане тиском п'яток голок; S_1 – координати (переміщення) голки і клину в період удару.

У разі взаємодії голки з клином, що має пружний робочий елемент, розрахункова схема може бути представлена одномасовою динамічною моделлю, як показано на рис. 1, б. При заміні жорсткого кріплення клину пружним в якості розрахункової доцільно приймати двомасову динамічну модель (рис. 1, в).

При використанні у в'язальній системі клинів з пружними елементами і пружним кріпленням, розрахункову схему доцільно представити у вигляді двомасової динамічної моделі, зображеної на рис. 1, г.

Таким чином, можливе різноманіття варіантів конструктивного виконання голок і клинів, може бути представлено при розрахунку динамічних навантажень в парі голка-клин двома розрахунковими схемами одномасовою або двомасовою (рис. 1, а, в).

Одномасова розрахункова схема відповідає жорсткому кріпленню клину, двомасова – пружному. У першому випадку жорсткість пружної в'язі між голкою і клином зумовлена жорсткістю системи голка-штега (при жорсткому клині) або жорсткістю системи голка-штега-пружний елемент клину (при клині, що містить пружний елемент). У другому випадку взаємозв'язок мас системи здійснюються за допомогою пружних зв'язків C_1 , C_2 що враховують відповідно жорсткість системи голка-штега і пружне кріплення клину.

За вісь приведення параметрів досліджуваної системи доцільно прийняти напрям руху голки в голковому пазу циліндра (вертикальну складову руху голки для круглов'язальних машин).

При ударі голки об клин з жорстким кріпленням, що має місце в існуючих круглов'язальних машинах типу КО, рівняння руху голки записується у вигляді:

$$m\ddot{s} = F_1 + F_2 - P_1, \quad (1)$$

де P_1 – приведена сила, що виникає в зоні взаємодії голки з клином при ударі.

З метою визначення залежності між силою P_1 і її горизонтальною складовою P , що виникає при ударі, розглянемо взаємодію голки з клином у момент удару.

У зоні взаємодії п'ятки голки з клином (рис. 2) виникає нормальний тиск N і сила тертя F (удар розглядається як кінцевий процес, при якому має місце деяке переміщення голки), обумовлена тертям ковзання голок по поверхні клину. На голку діють також технологічне навантаження F_1 і сили тертя між направляючими F_2 .

Використовуючи умови динамічної рівноваги голки, можна записати

$$\sum P_x = P - N \sin \alpha - F \cos \alpha = 0; \quad (2)$$

$$\sum P_y = -ms''_y + F_1 + F_2 - N \cos \alpha + F \sin \alpha = 0, \quad (3)$$

де S_y – вертикальне переміщення голки у момент удару;

α – кут профілю клину в зоні удару.

$$\text{Оскільки} \quad F = N\mu_1, \quad (4)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя п'яти голки по клину, з рівняння (2) маємо:

$$N = \frac{P}{\sin \alpha + \mu_1 \cos \alpha}. \quad (5)$$

Підставляючи (5) в (3) і враховуючи (4) знаходимо:

$$m\ddot{s}_y = F_1 + F_2 - P \operatorname{ctg}(\alpha + \rho_1), \quad (6)$$

де ρ_1 – кут тертя, $\mu_1 = \operatorname{tg} \rho_1$.

Аналізуючи рівняння (1) і (6) приходимо до висновку, що приведена сила, що діє в парі голка-клин (рис. 2) може бути визначена із умови:

$$P_1 = P \operatorname{ctg}(\alpha + \rho_1). \quad (7)$$

При ударі зона удару, а отже і голка, отримує кінцеве переміщення:

$$x = vt - \delta_x; \quad y = -xtg\alpha + \delta_y, \quad (8)$$

де v – горизонтальна складова швидкості голки (швидкість голкового циліндра);

t – час удару;

δ_x , δ_y – відповідно горизонтальна і вертикальна деформації системи голка-клин в зоні удару:

$$\delta_x = \frac{P}{C_x}; \quad \delta_y = \frac{P}{C_y}; \quad (9)$$

C_x , C_y – жорсткість системи голка-клин відповідно у напрямі осей X і Y .

Враховуючи (8), (9) знаходимо:

$$y = -v t \cdot \operatorname{tg} \alpha + \frac{P}{C}, \quad (10)$$

де C – приведена до осі Y жорсткість пари голка-клин:

$$C = \frac{C_x C_y}{C_x + C_y \operatorname{tg} \alpha}. \quad (11)$$

Диференціюючи вираз (10), знаходимо:

$$\dot{y} = -v \operatorname{tg} \alpha + \frac{P}{C}; \quad \ddot{y} = \frac{\dot{P}}{C}. \quad (12)$$

Підставляючи (12) в (1) і враховуючи (7), одержуємо:

$$\frac{m}{C} \ddot{P} = F_1 + F_2 - P \operatorname{ctg}(\alpha + \rho_1). \quad (13)$$

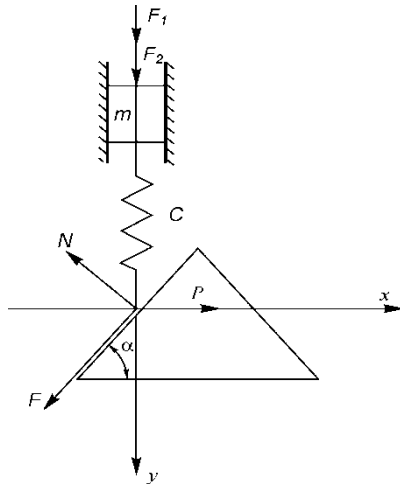


Рис. 2. Розрахункова схема взаємодії голки з клином при ударі

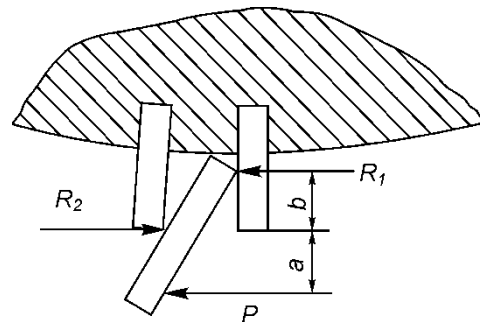


Рис. 3. Розрахункова схема до визначення сили опору руху голки в пазу голкового циліндра

Сила опору руху голки в пазу голкового циліндру, зумовлена силами тертя, з достатнім ступенем точності може бути визначена з умови (рис. 3):

$$F_2 = (R_1 + R_2) \mu_2, \quad (14)$$

де R_1, R_2 , – опорні реакції, обумовлені навантаженням P , що виникає при взаємодії голки з клином; μ_2 – коефіцієнт тертя пари голка-штеги.

Враховуючи, що:

$$R_1 = P \frac{a}{b}; \quad R_2 = P \frac{a+b}{b}, \quad (15)$$

де a – плече ударного навантаження P ;
 b – плече опорної реакції (глибина голкового пазу),

знаходимо:

$$F_2 = P \frac{2a+b}{b} \mu_2. \quad (16)$$

Тоді вираз (13) може прийняти вигляд:

$$\ddot{P} + \frac{KC}{m} P = \frac{C}{m} F_1, \quad (17)$$

де

$$K = \operatorname{ctg}(\alpha + \rho_1) - \frac{2a+b}{b} \mu_2. \quad (18)$$

Рішення рівняння (17) можна представити у виді:

$$P = A \cos \beta t + B \sin \beta t + \frac{F_1}{K}, \quad (19)$$

де A, B – постійні інтегрування; β – циклова частота; t – поточний час.

Використовуючи початкові умови: при $t = 0$; $P = 0$; $\dot{S} = \dot{y} = v_y = 0$, знаходимо:

$$A = -\frac{F_1}{K}; B = \frac{\nu C}{\beta} \operatorname{tg} \alpha. \quad (20)$$

Підставивши (20) в (19), отримуємо:

$$P = -\frac{F_1}{K} \cos \beta t + \frac{\nu C}{\beta} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \beta t + \frac{F_1}{K}. \quad (21)$$

Враховуючи, що для круглов'язальних машин типу КО: $\frac{F_1}{K} \ll \frac{\nu C}{\beta} \operatorname{tg} \alpha$ [4] з достатнім ступенем точності можна записати:

$$P_{\max} = \frac{\nu C}{\beta} \operatorname{tg} \alpha + \frac{F_1}{K}. \quad (22)$$

Оскільки [5]:
$$\beta = \sqrt{\frac{KC}{m}}, \quad (23)$$

остаточно маємо:
$$P_{\max} = \nu \sqrt{\frac{mC}{K}} \operatorname{tg} \alpha + \frac{F_1}{K}. \quad (24)$$

Отриманий вираз (24) дозволяє визначити максимальну величину сили удару голки як об підйомний, так і об кулірний клини замків. При цьому у відповідних виразах необхідно підставити величину підйомного або кулірного кута клину.

Розглянемо взаємодію голки з клином, що має пружне кріплення. Такий випадок має місце при модернізації в'язального механізму [4].

Розрахункова схема для цього випадку представлена на рис. 1.в.

Оскільки на другу масу системи (маса клину) навантаження в початковий момент не діє, маса m_2 приходить в рух одночасно з моментом взаємодії голки з клином. При цьому динамічні умови рівноваги мас системи мають вигляд [6]:

$$m_1 \ddot{S}_1 = F_1 + F_2 - C_1(S_1 - S_2); m_2 \ddot{S}_2 = F_3 + C_1(S_1 - S_2) - C_2 S_2,$$

де
$$F_2 = \lambda C_1(S_1 - S_2) \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1); \lambda = \frac{2a+b}{b} \mu_2. \quad (25)$$

Тоді:
$$m_1 \ddot{S}_1 = F_1 - \psi C_1(S_1 - S_2); m_2 \ddot{S}_2 = F_3 + C_1(S_1 - S_2) - C_2 S_2, \quad (26)$$

де
$$\psi = 1 - \lambda \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1). \quad (27)$$

Враховуючи, що
$$C_1(S_1 - S_2) = P_1; C_2 S_2 = P_2, \quad (28)$$

можемо записати:
$$m_1 \ddot{S}_1 = F_1 - \psi P_1; m_2 \ddot{S}_2 = F_3 + P_1 - P_2, \quad (29)$$

де, P_1, P_2 - динамічні навантаження в пружних в'язях системи відповідно C_1 і C_2 .

Підставляючи параметри \ddot{S}_1 і \ddot{S}_2 , отримані із (29), у вирази

$$\ddot{P}_1 = C_1(\ddot{S}_1 - \ddot{S}_2); \ddot{P}_2 = C_2 \ddot{S}_2, \quad (30)$$

знаходимо:
$$\ddot{P}_1 = \frac{C_1}{m_1} \left[P_2 - \left(1 + \frac{m_2}{m_1} \psi \right) P_1 + \frac{m_2}{m_1} F_1 - F_3 \right]; \ddot{P}_2 = \frac{C_2}{m_2} (F_3 + P_1 - P_2). \quad (31)$$

Оскільки сили F_1 і F_3 постійні, рішення системи рівнянь (31) має вигляд [6]:

$$P_1 = A_{11} \cos \beta_1 t + A_{12} \cos \beta_2 t + B_{11} \sin \beta_1 t + B_{12} \sin \beta_2 t + \frac{F_1}{\psi};$$

$$P_2 = A_{21} \cos \beta_1 t + A_{22} \cos \beta_2 t + B_{21} \sin \beta_1 t + B_{22} \sin \beta_2 t + \frac{F_1}{\psi} + F_3, \quad (32)$$

де A, B - постійні інтегрування;
 β - циклова частота зміни навантаження;

$$a - \text{постійна складова навантаження, } a_1 = \frac{F_1}{\psi}; \quad a_2 = \frac{F_1}{\psi} + F_3. \quad (33)$$

Постійні інтеграції можуть бути визначені по відомій методиці [5, 6]:

$$A_{11} = \frac{C_1 - \Delta_2}{z} \cdot \frac{F_1}{\psi}; \quad A_{12} = \frac{\Delta_1 - C_1}{z} \cdot \frac{F_1}{\psi}; \quad A_{21} = A_{11} \frac{m_2}{C_1} \Delta_1; \quad A_{22} = A_{12} \frac{m_2}{C_1} \Delta_2;$$

$$B_{11} = \frac{C_1 \nu \Delta_2}{\beta_1 z}; \quad B_{12} = -\frac{C_1 \nu \Delta_1}{\beta_2 z}; \quad B_{21} = B_{11} \frac{m_2}{C_1} \Delta_1; \quad B_{22} = B_{12} \frac{m_2}{C_1} \Delta_2, \quad (34)$$

де
$$\Delta_1 = \gamma - \beta_1^2; \quad \Delta_2 = \gamma - \beta_2^2; \quad \gamma = C_1 \frac{m_1 + \psi m_2}{m_1 m_2}; \quad z = \beta_1^2 - \beta_2^2. \quad (35)$$

Циклові частоти коливання мас двомасової системи, визначаються із рівняння [6]:

$$\beta_{1,2}^2 = \frac{C_1(m_1 + \psi m_2) + C_2 m_1 \pm \sqrt{[C_1(m_1 + \psi m_2 + C_2 m_1)]^2 - 4\psi C_1 C_2 m_1 m_2}}{2m_1 m_2}. \quad (36)$$

З метою спрощення знаходження максимуму навантажень в гнучких в'язях системи, проведемо складання коливань однакової частоти [5]. Тоді рівняння (32), приймуть вигляд:

$$P_1 = D_{11} \sin(\beta_1 t + \varphi_1) + D_{12} \sin(\beta_2 t + \varphi_2) + a_1;$$

$$P_2 = D_{21} \sin(\beta_1 t + \varphi_1) + D_{22} \sin(\beta_2 t + \varphi_2) + a_2, \quad (37)$$

де
$$D_{11} = \sqrt{A_{11}^2 + B_{11}^2}; \quad D_{12} = \sqrt{A_{12}^2 + B_{12}^2}; \quad D_{21} = \sqrt{A_{21}^2 + B_{21}^2}; \quad D_{22} = \sqrt{A_{22}^2 + B_{22}^2}; \quad (38)$$

$$\varphi_1 = \arctg \frac{A_{11}}{B_{11}}; \quad \varphi_2 = \arctg \frac{A_{12}}{B_{12}}. \quad (39)$$

Очевидно:
$$P_{1max} = D_{11} + D_{12} + a_1; \quad P_{2max} = D_{21} + D_{22} + a_2. \quad (40)$$

Враховуючи (7), остаточно знаходимо:

$$P_{max} = (D_{11} + D_{12} + a_1) \operatorname{tg}(\alpha + \rho_1); \quad P_{2max} = D_{21} + D_{22} + a_2, \quad (41)$$

де P_{max} – максимальна величина сили удару голки об клин.

Висновки. В результаті виконаних досліджень:

- розроблено математичну модель взаємодії голок з клинами замків механізму в'язання існуючих та нових перспективних типів в'язальних машин;
- розроблено інженерний метод знаходження максимальних динамічних навантажень, що виникають при взаємодії голки з клином;
- запропонований метод динамічного аналізу взаємодії робочих органів механізму в'язання в'язальних машин може бути використаний при створенні нових типів в'язальних машин та автоматів.

Список використаної літератури

1. Волощенко В.П., Піпа Б.Ф., Шипуков С.Т. Эксплуатационная надежность машин трикотажного производства. - К.: Техніка, 1977. - 136 с.
2. Піпа Б.Ф., Волощенко В.П., Шипуков С.Т., Орлов В.А. Повышение надежности трикотажного оборудования. - К.: Техника, 1983. - 112 с.
3. Хомяк О.Н., Піпа Б.Ф. Повышение эффективности работы вязальных машин. - М.: Легпромбытиздат, 1990. - 209 с.
4. Піпа Б.Ф., Плешко С.А. Удосконалення робочих органів механізмів в'язання круглов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2012. – 470 с.
5. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Павленко Г.І. Динаміка круглов'язальних машин. – К.: КНУТД, 2005. – 294 с.
6. Кожевников С.Н. Динамика нестационарных процессов в машинах. – К.: Наукова думка, 1986. – 288 с.

ДИНАМИКА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ МЕХАНИЗМА ВЯЗАНИЯ ВЯЗАЛЬНЫХ МАШИН

ПЛЕШКО С.А.

Київський національний університет технологій і дизайну

Цель. Разработка математической модели взаимодействия игл с клиньями замков механизма вязания вязальных машин и инженерного метода определения максимальных динамических нагрузок, возникающих при взаимодействии иглы с клином.

Методика. Используются современные методы исследований динамики механических систем с целью нахождения динамических нагрузок, вызванных ударным взаимодействием игл с клиньями вязальных машин.

Результаты. На основе анализа конструктивных особенностей рабочих органов вязальных машин предложены математические модели, позволяющие определить динамические нагрузки, вызванные ударным взаимодействием игл с клиньями как существующих типов вязальных машин, так и перспективных новых их конструкций. Разработаны инженерные методы определения максимальных динамических нагрузок, возникающих при взаимодействии существующих конструкций игл и клиньев и в случае использования новых перспективных типов игл и клиньев. Предложенные математические модели взаимодействия игл с клиньями позволяют разработать методы расчета динамических нагрузок в вязальных системах, необходимых при проектировании современных типов вязальных машин.

Научная новизна. Развитие научных основ и инженерных методов проектирования рабочих органов вязальных машин.

Практическая значимость. Разработка инженерного метода определения максимальных динамических нагрузок, возникающих при взаимодействии игл с клиньями вязальных машин.

Ключевые слова: математическая модель, динамика взаимодействия иглы с клином, вязальная машина, механизм вязания, игла вязальной машины, клин вязальной машины.

DYNAMICS OF CO-OPERATION OF WORKING ORGANS OF MECHANISM OF KNITTING OF KNITTINGS MACHINES

PLESHKO S.A.

Kyiv National University of Technologies and Design

Aim. Development of mathematical model of co-operation of needles with the wedges of locks of mechanism of knitting of knittings machines and engineering method of determination of the maximal run-time loading, arising up at co-operating of needle with a wedge.

Methodology. The modern methods of researches of dynamics of the mechanical systems are used with the purpose of being of the run-time loading, needles caused by shock co-operation with the wedges of knittings machines.

Results. On the basis of analysis of structural features of working organs of knittings machines mathematical models, allowing to define the run-time loading, caused by the shock co-operating of needles with the wedges of both existent types of knittings machines and their new perspective constructions, are offered. The engineering methods of determination of the maximal run-time loading, arising up at co-operation of existent constructions of needles and wedges and in case of the use of new perspective types of needles and wedges are worked out. The offered mathematical models of co-operation of needles with wedges allow to work out the methods of calculation of the run-time loading in the knittings systems, necessary at planning of modern types of knittings machines.

Scientific novelty. Development of scientific bases and engineering methods of planning of working organs of knittings machines.

Practical meaningfulness. Development of engineering method of determination of the maximal run-time loading, arising up at co-operating of needles with the wedges of knittings machines.

Keywords: mathematical model, dynamics of co-operation of needle with a wedge, knitting machine, mechanism of knitting, needle of knitting machine, wedge of knitting machine.