

**АНАЛИЗ КОЛЕБАНИЙ КУЛИРНОЙ ПЛАСТИНЫ
ПРИ ПЕРЕМЕННОМ ВОЗДЕЙСТВИИ ПЯТОК ИГЛОВОДА**

**THE ANALYSIS OF A DRAW PLATE VIBRATIONS
UNDER VARIABLE IMPACT OF SLIDER BUTTS**

Г.И. МАХМУДОВА
G.I. MAHMUDOVA

(Южно-Казахстанский государственный университет им. М. Ауэзова, Казахстан)
(South-Kazakhstan State University named after M. Auezov, Kazakhstan)
E-mail: maksat@mail.ru

В статье изложены основные результаты исследования колебательно-го движения рабочей пластины кулирного клина при воздействии периодической возмущающей силы со стороны пяток игловодов трикотажной машины. Построены графические зависимости изменения амплитуды колебаний пластины кулирного клина в функции амплитуды периодической силы пяток игловода и приведенной массы рабочей пластины кулирного клина.

The article presents the main results of the research of vibratory motion of a draw cam operation plate under the impact of periodical disturbing force of knitting machine slider butts. The graphic dependences of change of vibration amplitude of a draw cam plate in the function of periodic force of slider butts and the given mass of a draw cam operation plate have been drawn.

Ключевые слова: пластины кулирного клина, игловод, амплитуда колебаний, осциллограмма, трикотажная машина.

Keywords: a draw cam plate, a slider, vibration amplitude, oscillogram, a knitting machine.

В петлеобразующих системах кругловязальных трикотажных машин основными элементами являются игла, игловод, клины, нитенаправители и др. Иголоводы петлеобразующей системы изготавливаются из стали и имеют плоскую пластину со сложным профилем. Иголовод жестко контактирует с иглой. В конце игловода имеется пятка, которая взаимодействует с

клиньями. Иголовод и клин являются кулачковым механизмом, совершающим возвратно-поступательные движения. Иголовод совершает движения в пазу, где значительная энергия затрачивается на преодоление трения между игловодом и поверхностью паза корпуса машины. Система петлеобразования трикотажной машины работает на высоких скоростях. Поэтому

при взаимодействии пятки игловода с рабочей поверхностью клина возникают большие инерционные силы, которые часто приводят к поломкам пяток игловодов. При этом снижается не только надежность работы игловода с иглой, но и увеличиваются простои машины, что сказывается на снижении ее производительности. В процессе работы происходят нежелательные явления, заключающиеся в частых поломках игл. В принципе, к поломкам пятки игловода и игл приводят не только ударные взаимодействия с клином, но и силы трения между стенками паза игольницы с поверхностями игловода петлеобразующей системы машины.

Колебания рабочей пластины кулирного клина непосредственно влияют на закон движения игловода и иглы, тем самым и на процесс петлеобразования в кругловязальных трикотажных машинах. Нелинейная упругая характеристика амортизатора обеспечивает необходимые колебания рабочей пластины.

При этом диссипативные свойства резины приводят к поглощению части энергии, то есть к уменьшению амплитуды колебаний. Поэтому диссипацию не учитываем, а жесткость резины рассмотрим как линейную характеристику. Тогда уравнение движения запишем с учетом переменной силы возмущения в виде:

$$m\ddot{x} + cx = F_b. \quad (1)$$

На кулирный клин циклически будет воздействовать пятка игловода.

Из рис. 1-а (рис. 1 – схема взаимодействия пяток игловода с рабочими пластинами при клиновидном резиновом амортизаторе: а – взаимодействие с нижним клином; б – взаимодействие с верхним клином) видно, что пятки 4 игловода последовательно взаимодействуют с рабочей пластиной 3 с клиновидным резиновым амортизатором 2, установленном в нижнем кулирном клине 1.

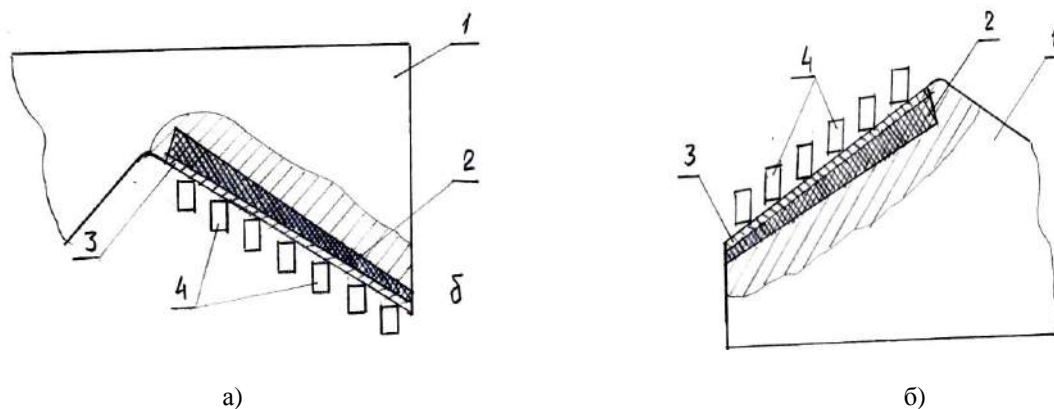


Рис. 1

Подобным образом, пятки 4 игловода последовательно взаимодействуют с рабо-

чими пластинами 3 верхнего клина 1 (рис.1-б).

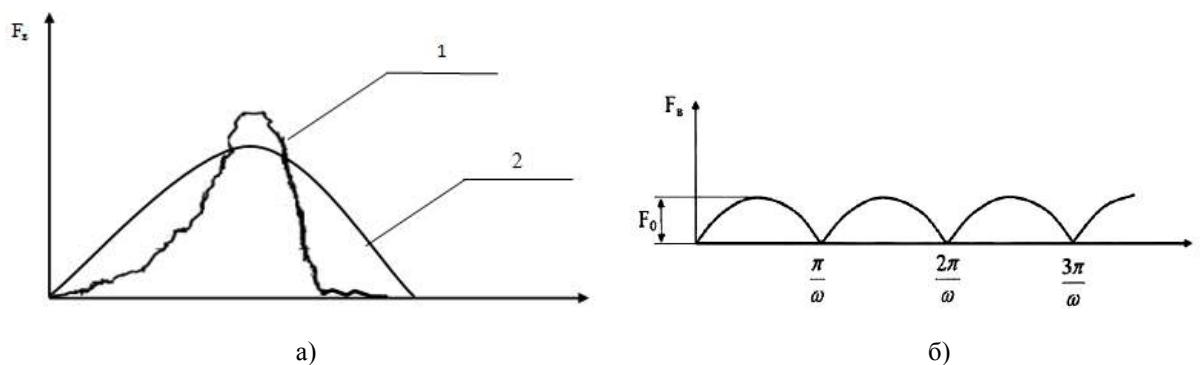


Рис. 2

Из осциллограмм (рис. 2-а) нагрузки при кулировании с учетом упругой опоры видно, что она в какой-то степени выравнивается.

Поэтому полученную осциллограмму можно аппроксимировать гармонической функцией $|F_0 \sin \alpha t|$ (рис. 2-а). При этом уравнение (1) можно представить в виде:

$$m\ddot{x} + cx = |F_0 \sin \alpha t|, \quad (2)$$

где α – частота колебаний возмущающей

$$F_B = F_0 \left[\frac{1}{\pi c} + \frac{\sin \alpha t}{2m(p_0^2 - \alpha^2)} \right] - \frac{2F_0}{\pi m} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos 2n\alpha t}{(2n-1)(2n+1)(p_0^2 - 4n^2\alpha^2)}. \quad (4)$$

Полное перемещение кулирной пластины петлеобразующей системы с учетом собственного веса будет:

$$x_0 = x + \frac{m_g}{c}. \quad (5)$$

Тогда в конечном виде общее решение задачи по определению перемещения кулирной пластины имеет вид:

$$X_1 = \frac{mg}{c} + F_0 \left[\frac{1}{\pi c} + \frac{\sin \alpha t}{2m(p_0^2 - \alpha^2)} \right] - \frac{2F_0}{\pi m} + \left[\frac{\cos 2\alpha t}{3(p_0^2 - 4\alpha^2)} + \frac{\cos 4\alpha t}{15(p_0^2 - 16\alpha^2)} + \frac{\cos 6\alpha t}{35(p_0^2 - 36\alpha^2)} \right]. \quad (6)$$

Численные расчеты велись при следующих значениях параметров: $m=4,0 \cdot 10^{-3}$ кг, $c = 320$ сН/мм, $g=9,8$ м/с², $F_0=230$ сН. Анализируя полученное уравнение (6) можно отметить, что с увеличением возмущающей силы амплитуда колебаний кулирной пластины резко возрастает. При увеличении коэффициента жесткости упругого амортизатора кулирного клина амплитуда колебаний уменьшается и имеет более выпрямленный нелинейный характер. При использовании резины с жесткостью 200 сН/мм амплитуда колебаний возрастает от 0,3 мм до 1,51 мм (рис. 3 – графики изменения амплитуды колебаний

силы; F_0 – амплитуда возмущающей силы.

Возмущающую силу можно разложить в ряд Фурье согласно работ [1]:

$$F_B = F_0 \left[\frac{1}{\pi} + \frac{1}{2} \sin \alpha t - \frac{\pi}{2} \left(\frac{\cos 2\alpha t}{3} + \frac{\cos 4\alpha t}{15} \right) + \dots \right]. \quad (3)$$

Используя метод, приведенный в (2) с учетом (3), получим закон перемещения кулирной пластины трикоотажной машины в виде:

пластины составного кулирного клина в зависимости от амплитуды периодической возмущающей силы пятки игловода: 3 – при $C = 200$ сН/мм; 2 – при $C = 650$ сН/мм; 1 – при 1200 сН/мм).

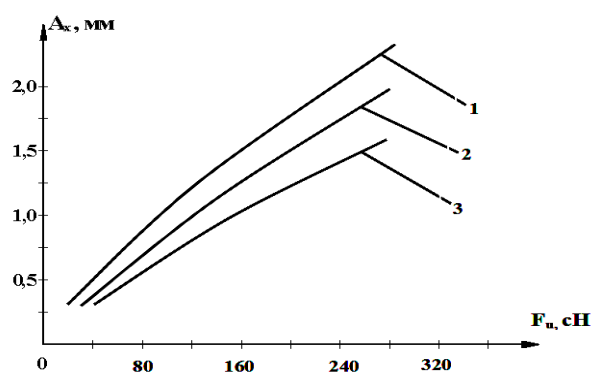


Рис. 3

Полученные зависимости изменения амплитуды колебаний рабочей пластины кулирного клина с клиновидным амортизатором в зависимости от приведенной ее массы приведены на рис. 4. Увеличение массы рабочей пластины кулирного клина приводит к уменьшению его амплитуды колебаний. При $m=1,05$ г, $A_x=2,45$ мм, при $F_0=350$ сН, а при $m=9,0$ г, $A_0=0,71$ мм.

При увеличении приведенной массы рабочей пластины до $m=1,05$ г, $A_x=1,24$ мм и при $m=9$ г, $A_x=0,41$ мм при $F_0=125$ сН (рис. 4 – графические зависимости изменения амплитуды колебаний в функции

приведенной массы пластины кулирного клина трикотажной машины: 1– при $F_u = 155$ сН; 2 – при $F_u = 110$ сН, $m=9$ г, $A_x=0,71$ мм).

Согласно результатам работы [2] при использовании кулирного клина с амортизатором с постоянным коэффициентом жесткости полученные кривые $A=f(m_{пр})$ и $A=f(F_u)$ имеют существенный нелинейный характер.

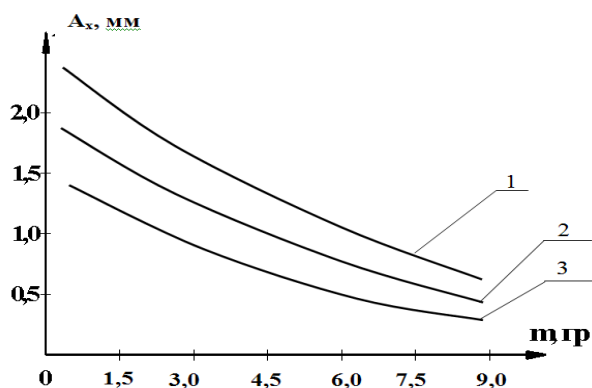


Рис. 4

При использовании упругого элемента с нелинейной жесткостью кривые $A=f(m_{пр})$ и $A=f(F_u)$ имеют более выпрямленный характер. То есть в рекомендуемом варианте кулирного клина обеспечивается плавная взаимосвязь амплитуды колебаний при вариации приведенной массы рабочей пластины и амплитуды возмущающей силы со стороны пяток игловода. Закон изменения амплитуды колебаний пластины кулирного клина обусловлен некоторым изменением собственной частоты при вариации массы пластины на упругом основании.

Анализ результатов показывает, что с увеличением жесткости упругой опоры влияние приведенной массы кулирной

пластины уменьшается. Так, при массе пластины $3,5 \cdot 10^{-3}$ кг перемещение X_{max} составляет 2,77 мм при $c=3,5 \cdot 10^2$ сН/мм, а при массе $5,5 \cdot 10^{-3}$ кг, $c=9 \cdot 10^2$ сН/мм максимальное перемещение кулирной пластины составляет 0,43 мм. То есть разница составляет при $m=3,5 \cdot 10^{-3}$ кг $\Delta X_{max}=0,92$ мм, а при $m=5,5 \cdot 10^{-3}$ кг $\Delta X_{max}=0,36$ мм. Это объясняется тем, что с увеличением коэффициента жесткости упругой опоры уменьшается амплитуда переменной составляющей уравнения (6), что приводит к общему уменьшению перемещения кулирной пластины трикотажной машины.

ВЫВОДЫ

Рекомендуемыми значениями для рассматриваемого кулирного клина с клиновидным резиновым амортизатором являются коэффициент жесткости 350...500 сН/мм и приведенная масса 2,5...4,5 г. При этом обеспечивается необходимая предельная амплитуда колебаний рабочей пластины кулирного клина кругловязальной трикотажной машины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Махмудова Г.И., Махмудова А.И. Деформационное свойство формоустойчивого плюшевого трикотажа. // Индустрия дизайна и технологии. – Алматы, 2008, №3. С.49...51.
2. Махмудова Г.И. Кулирный клин кругловязальной трикотажной машины. Авторское свидетельство РК. 71946 от 15.10.201

Рекомендована кафедрой конструирования и художественного оформления изделий легкой промышленности. Поступила 28.11.13.