

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ НАТЯЖЕНИЯ ПЕТЛИ В МЕХАНИЗМЕ ЯЗЫЧКОВОЙ ИГЛЫ ПРИ ПРЕССОВАНИИ

DETERMINATION OF LOOP TENSION FORCE IN A LATCH NEEDLE MECHANISM DURING PRESSING PROCESS

С.К. БУРЕЕВ, И.Н. СИТНИКОВА
S.K. BUREEV, I.N. SITNIKOVA

(Ивановская государственная текстильная академия)
(Ivanovo State Textile Academy)
E-mail: ttp@igta.ru

По известным кинематическим параметрам заменяющего механизма язычковой иглы трикотажной машины выполнен силовой расчет его кинематической группы, содержащей в качестве неизвестной силу натяжения петли.

By the known parameters of a latch needle replace mechanism of a knitting machine the force analysis of its kinematic group containing a loop tension force as unknown value has been carried out.

Ключевые слова: прессование, язычок, игла, натяжение петли, заменяющий механизм.

Keywords: pressing, a latch, a needle, loop tension, a replace mechanism.

Ранее в механизме иглы чулочного автомата были найдены силы, действующие на язычок иглы в процессе прессования [1]. Ниже следует продолжение силового исследования этого механизма.

Определим натяжение петли при прессовании. Для этого рассмотрим равновесие нижнего сечения петли 1, расположенное под контактной поверхностью 2 язычка и одновременно на дуговой поверхности 3 выпуклой части стержня иглы в период прессования рис. 1 (схема сил, приложенных к нижнему сечению петли).

На рис. 1 введены следующие обозначения: N и F – силы, перенесенные с язычка на сечение, но обратно направленные [1]; $N_{и}$ и $F_{и}$ – соответственно силы нормального давления и трения в точке контакта В петли со стержнем иглы в зоне его выпуклой части; P – суммарная сила натяжения обеих ветвей петли, наклоненной к оси X под углом λ . При этом начало системы координат $ХОУ$ совпадает с центром кривизны O дугового профиля стержня иглы.

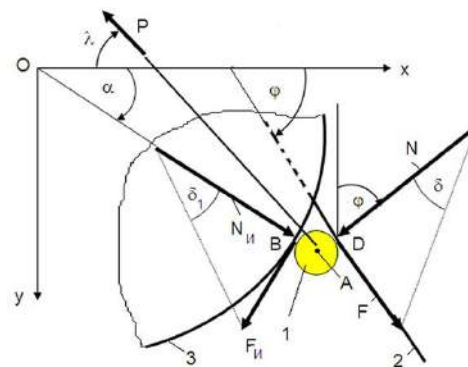


Рис. 1

Углы φ , α , δ_1 соответственно представляют угловую координату язычка, угол наклона радиуса-вектора дугового профиля к оси X и приведенный угол трения петли о стержень иглы.

Допуская, что точки В и D лежат на окружности некоторого сечения петли в виде круга диаметром d , составим уравнение моментов сил, приложенных к нему:

$$0,5dN_{и}\mu_1 - 0,5dN\mu = 0. \quad (1)$$

Так как петля огибает стержень иглы с

углом охвата π радиан, то выражение для приведенного коэффициента трения между петель и стержнем иглы получает вид:

$$\mu_1 = 0,5\pi\mu. \quad (2)$$

$$N_{и} \cos \alpha - N_{и}\mu_1 \sin \alpha - N \sin \phi + N\mu \cos \phi - P \cos \lambda = 0, \quad (3)$$

$$N_{и} \sin \alpha + N_{и}\mu_1 \cos \alpha + N \cos \phi + N\mu \sin \phi - P \sin \lambda = 0. \quad (4)$$

Найденное из (1) выражение N подставим в (3) и (4), и с учетом (2), введя обозначения

$$Z_1 = (2/\pi) \sin \alpha + \mu \cos \alpha + \cos \phi + \mu \sin \phi, \quad (5)$$

$$Z_2 = (2/\pi) \cos \alpha - \mu_1 \sin \alpha - \sin \phi + \mu \cos \phi \quad (6)$$

найдем

$$P \sin \lambda = NZ_1, \quad (7)$$

$$P \cos \lambda = NZ_2. \quad (8)$$

Решая совместно выражения (7) и (8), найдем

$$P = N(Z_1^2 + Z_2^2)^{0,5}, \quad (9)$$

$$\lambda = \arctg(Z_1 / Z_2). \quad (10)$$

Ранее было найдено выражение нормального давления петли на язычок [1]:

$$P = G + (G^2 - P_1)^{0,5}, \quad (11)$$

где

$$G = \left[\varepsilon (0,25m_L^2 + I_c) (L_F - 0,5\mu S_K) - 0,125b^2f^2m_L (\varepsilon + \mu\omega^2) \right] / \left[(L_F - 0,5\mu S_K)^2 - 0,25b^2f^2(1 + \mu^2) \right] \quad (12)$$

и

$$P_1 = \left[\varepsilon^2 (0,25m_L^2 + I_c)^2 - 0,0625b^2f^2m_L^2 (\varepsilon^2 + \omega^4) \right] / \left[(L_F - 0,5\mu S_K)^2 - 0,25b^2f^2(1 + \mu^2) \right]. \quad (13)$$

Подставив (12) и (13) в (11) после пре-

образований можно получить:

$$N = [0,25m_L (1,32 L \varepsilon + \omega^2bf)] / [L_F - 0,5\mu S_K - 0,5(1 - \mu)bf]. \quad (14)$$

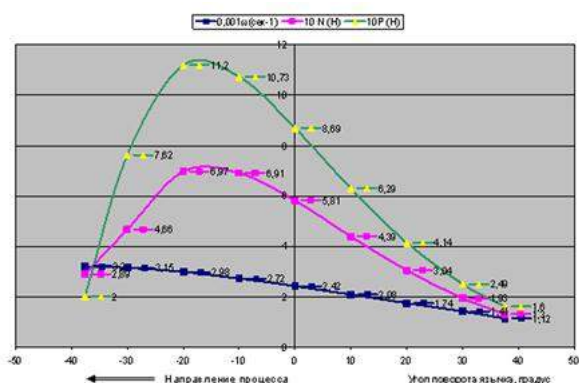


Рис. 2

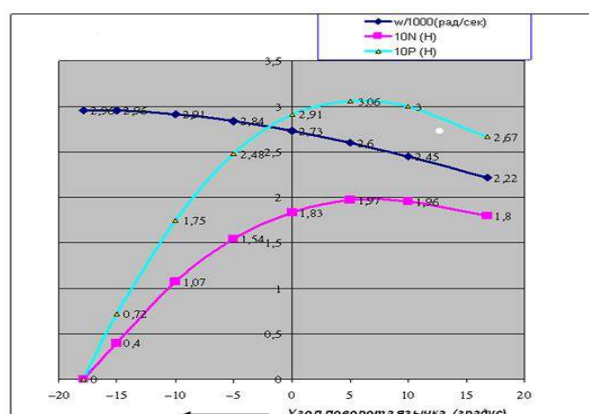


Рис. 3

На рис. 2 построены графики

изменения силы натяжения петли P,

давления язычка N и его угловой скорости ω в процессе прессования по выражениям соответственно (7), (14) с учетом (5) и (6) применительно к игле 14 класса поз. 0-571 для условий, указанных при построении графиков источника [1].

Аналогичные графики (угловой скорости язычка ω , а также сил P и N при прессовании иглы поз. 0-571) построены для иглы 34 кл. поз. 0-460 при диаметре цилиндра $D_{\text{ц}}=3,75$ " и частоте его вращения $n_{\text{ц}}=250 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 3). При этом заданы следующие характеристики процесса.

1. Перерабатываемая нить – капроновое моноволокно плотностью 2,2 текс (№ 450) средней толщины $F_{\text{ср}}=0,05$ мм, для которого коэффициент трения по стали $\mu=0,28$.

2. Скорость иглы в пазу цилиндра $V_{\text{и}}=1350$ мм/с.

3. Средняя длина полупетли $l_{\text{п}}=1,35$ мм.

4. Геометрические параметры заменяющего механизма иглы: $e=7,45$ мм; $\Delta=0,325$ мм; $r=8,04$ мм; $r_1=6,81$ мм; $K_1=1,077$; $K_2=0,0436$ [2].

5. Инерционные характеристики язычка были определены аналитически. Для него при ширине $S_{\text{к}}=0,6$ мм, длине $l_{\text{л}}=4,86$ мм и толщине $q=0,125$ мм получим массу $m=3 \cdot 10^{-3}$ г; момент инерции массы относительно оси, проходящей через центр масс $I_{\text{с}}=6,09 \cdot 10^{-3}$ г·мм².

Проанализировав результаты, можно заключить следующее.

1. Максимальные значения натяжения петли в 1,5...2 раза превышают значения давления петли на язычок и составляют соответственно $P_{\text{max}}=1,120$ Н и $N_{\text{max}}=0,697$ Н для иглы 14 класса, а для иглы 34 класса $P_{\text{max}}=0,306$ Н и $N_{\text{max}}=0,197$ Н.

2. Силовые характеристики максимальны в зоне интенсивного роста угловой скорости язычка.

3. Максимальные значения силовых параметров для иглы 14 класса в 3...4 раза выше аналогичных параметров "легкой" иглы 34 класса.

4. На игле 14 класса максимальные натяжение петли и реакция в шарнире язычка [1] практически одинаковы по величине.

ВЫВОДЫ

1. Получены сравнительно простые выражения, позволяющие определить силы, действующие на иглу в процессе прессования, избегая обращения к экспериментальным данным [3].

2. В механизме иглы 34 класса силовые нагрузки существенно ниже, чем в механизме машины 14 класса.

3. Решая задачу оптимизации конструкции механизма иглы, можно определить дополнительные способы снижения действующих в нем нагрузок [4].

4. Предложенная методика исследования может быть применена не только к чулочным автоматам любого класса, но и к плоскофанговым машинам, а также к вязальным машинам большого диаметра.

ЛИТЕРАТУРА

1. Буреев С.К. Определение сил, действующих на язычок трикотажной иглы при прессовании // Изв. вузов. Технология текстильной промышленности. – 2002, № 4 – 5. С. 121...124.

2. Буреев С.К. Исследование движения клапана язычковой иглы чулочного автомата в период прессования // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1980, № 5. С. 93...99.

3. Гавриленко В.А. О динамических нагрузках клапанов игл на автоматах КАС-22 // Изв. вузов. Технология легкой промышленности. – 1965, № 1. С. 115...126.

4. Гарбарук В.Н. Расчет и конструирование трикотажных машин. – Л.: Машиностроение, 1966.

Рекомендована кафедрой начертательной геометрии. Поступила 27.01.12.