

**ВЛИЯНИЕ РАДИУСА КРИВИЗНЫ
ЛОБОВОГО БРУСА И ФАРТУКА РАБОЧЕЙ КАМЕРЫ
НА ПОКАЗАТЕЛИ ПИЛЬНОГО ДЖИНА
С НАБРАСЫВАЮЩИМ БАРАБАНОМ**

**EFFECT OF THE BUFFER BEAM
CURVATURE RADIUS AND THE WORKING CAMERA APRON
ON THE INDICES OF A SAW GIN WITH A THROWING DRUM**

*Д.М. МУХАММАДИЕВ, Х.А. АХМЕДОВ, Б.Х. ПРИМОВ, И.О. ЭРГАШЕВ,
Т.Д. МУХАММАДИЕВ, Л.Ю. ЖАМОЛОВА*

*D.M. MUKHAMMADIEV, KH.A. AKHMEDOV, B.KH. PRIMOV, I.O. ERGASHEV,
T.D. MUKHAMMADIEV, L.YU. ZHAMOLOVA*

**(Институт механики и сейсмостойкости сооружений
Академии наук Республики Узбекистан им. М.Т.Уразбаева)**

**(Institute of Mechanics and Seismic Stability of Structures
named after M.T. Urazbaev of the Academy of Sciences of the Republic of Uzbekistan)**

E-mail: davlat_mm@mail.ru

В статье приведены результаты исследования по определению влияния радиуса кривизны лобового бруса и фартука рабочей камеры на потребляемую мощность электродвигателя пильного цилиндра джина с набрасывающим барабаном и скорость вращения сырцового валика. Для нахождения рациональных радиусов кривизны лобового бруса и фартука рабочей камеры пильного джина с набрасывающим барабаном использован метод исследования с применением полного факторного эксперимента типа 2^2 и построены регрессионные уравнения.

В результате реализации оптимизации получены расстояния от центра рабочей камеры до фартука $x_1=0,1857$ м и от центра рабочей камеры до лобового бруса $x_2=0,1393$ м, при которых достигаются минимальная потребляемая мощность пильного цилиндра $y=3,88$ кВт и максимальная частота вращения сырцового валика $y_1=69,6$ мин⁻¹.

A study is conducted in the paper to determine the effect of curvature radius of the buffer beam and the working chamber apron on the power consumption of electric motor of a gin saw cylinder with a throwing drum and the rotation velocity of the raw material roll.

To find rational radii of curvature of the buffer beam and the working chamber apron of a saw gin with a throwing drum, the research method was used applying full factorial experiment of type 2^2 and the regression equations were constructed.

As a result of the optimization implementation, the distances from the center of the working chamber to the apron - $x_1 = 0.1857$ m and the distances from the center of the working chamber to the buffer beam - $x_2 = 0.1393$ m were obtained, at which the minimum power consumption of the saw cylinder was $y = 3.88$ kW and the maximum rotation velocity of the raw material roll was $y_1 = 69.6$ min⁻¹.

Ключевые слова: хлопок-сырец, пильный джин, рабочая камера, лобовой брус, фартук, волокно, потребляемая мощность, частота вращения сырцового валика.

Keywords: raw cotton, saw gin, working chamber, buffer beam, apron, fiber, power consumption, rotation velocity of the raw material roll.

Для снижения износа колосников, пильных дисков и расхода электроэнергии пильным цилиндром хлопок-сырец необходимо подавать непосредственно к пильному цилиндру (США, Китай, Индия и др.) с помощью вращающегося набрасывающего барабана [1...3].

При создании рабочей камеры пильных джинов с набрасывающим барабаном повышенной производительности необходимо определить конструктивные и режимные параметры нового джина и, прежде всего, профиля рабочей камеры. В предыдущих исследованиях были получены следующие результаты.

1. Установлены кинематика и типоразмер нижнего фартука пильного джина с использованием уравнения движения сырцового валика (радиус кривизны фартука 240 мм, частота вращения 216 мин^{-1} , угол поворота фартука относительно оси гребенки $\beta=10^\circ$), определена относительная скорость сырцового валика в зоне сброса $0,207 \text{ м/с}$, что на 40% больше, чем при угле $\beta=0^\circ$. Установлены расстояния по осям $\Delta_x=0,01734 \text{ м}$ и $\Delta_y=-0,023429 \text{ м}$, а также расстояние между центром радиуса кривизны нижнего фартука ($\varnothing 480$) и пильным цилиндром ($\varnothing 320$): $a_w=0,25217 \text{ м}$ [4].

2. В результате реализации оптимизации (поиска решения оптимизируемой модели по методу Ньютона) получены производительность пильного джина по хлопку $x_1=537,5 \text{ кг/ч}$, расстояния от вершины колосника до горизонтальной оси пильного цилиндра $x_2=68 \text{ мм}$ и положения гребенки $x_3=42,5 \text{ мин}^{-1}$, при которых потребляемая мощность пильного цилиндра $y_1=4,107 \text{ кВт}$, а плотность сырцового валика $y_2=288,5 \text{ кг/м}^3$ [5].

3. Проанализированы статические и динамические характеристики пильного цилиндра джина [6].

Однако для нахождения оптимального профиля рабочей камеры необходимо определить радиус кривизны лобового бруса, верхнего и нижнего фартука и центр их расположения, используя ранее найденные параметры [4...6].

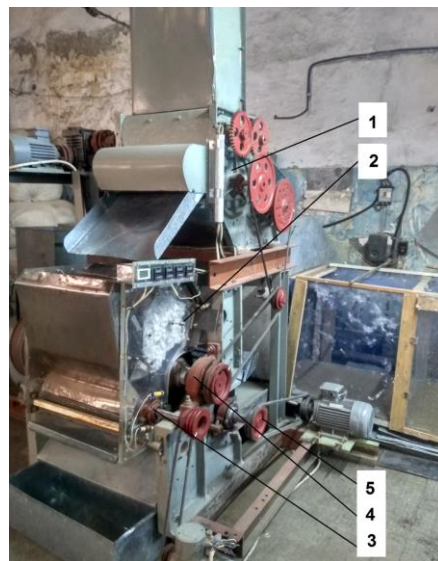


Рис. 1

На рис. 1 изображен общий вид экспериментального стенда питателя и пильного джина с набрасывающим барабаном (1 – двухбарабанный питатель; 2 – рабочая камера; 3 – набрасывающий барабан; 4 – пильный цилиндр; 5 – щеточный барабан). Для снижения износа колосников, пильных дисков и расхода электроэнергии пильным цилиндром хлопок-сырец подается непосредственно к пильному цилиндру через шелушительную камеру с помощью вращающегося набрасывающего барабана, под которым установлена колосниковая решетка.

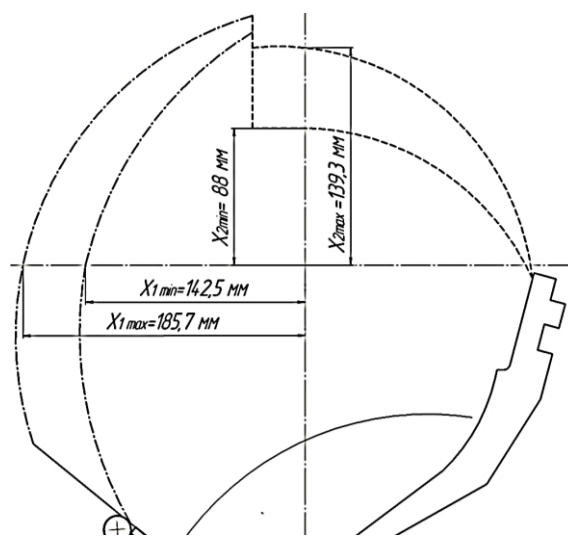


Рис. 2

На рис. 2 показан профиль рабочей камеры пильного джина с набрасывающим барабаном. Для определения радиуса кривизны лобового бруса и фартука (рис. 2) рабочей камеры пильного джина с набрасывающим барабаном проведены экспериментальные исследования с применением полного факторного эксперимента типа 2^2 в зависимости от расстояний от центра рабочей камеры до фартука (при радиусах кривизны 240 и 212,5 мм) рабочей камеры ($X_1=142,5; 185,7$ мм) и расстояний от центра рабочей камеры (при радиусе кривизны 168 мм) до лобового бруса ($X_2=88; 139,3$ мм), так как эти параметры влияют на частоту вращения сырцового валика у.

При экспериментальном исследовании использован хлопок разновидности С 6524 I-го сорта 2-го класса, 8,19% влажности и 3,68% засоренности по схеме: двухбарабан-

ный колковый питатель [7] → рабочая камера 30 - пильного джина с шелушильной камерой.

Априори установлено, что потребляемая мощность пильного цилиндра у и скорость вращения сырцового валика y_1 зависят от расстояния от центра рабочей камеры до фартука x_1 и расстояния от центра рабочей камеры до лобового бруса x_2 . При этом математическая модель изучаемого процесса может быть представлена в виде:

$$\eta(x, \beta) = \beta_0 + \beta_{1x_1} + \beta_{2x_2} + \beta_{12x_1x_2}. \quad (1)$$

Размерные и нормированные значения факторов x_1 и x_2 и их уровни варьирования приведены в табл. 1. Требуется, используя план ПФЭ 2^2 , найти оценки b коэффициентов β математической модели.

Т а б л и ц а 1

Факторы	Нижний уровень	Верхний уровень	Основной уровень z^0	Интервал варьирования Δz
x_1	142,5	185,7	164,1	21,6
x_2	88	139,3	113,65	25,65

Нормированные значения факторов x_i связаны с размерными X_i соотношениями:

$$x_1 = (X_1 - 164,1) / 21,6, \\ x_2 = (X_2 - 113,65) / 25,65.$$

Матрица базисных функций по плану ПФЭ 2^2 и результаты эксперимента приведены в табл. 2. Результаты наблюдений отклика $y_{g1}, y_{g2}, y_{g3}, y_{g4}, y_{g5}$ выражены в кВт.

Т а б л и ц а 2

g	Матрица базисных функций				Результаты эксперимента							y_g
	$f_0(x)$	$f_1(x)$	$f_2(x)$	$f_3'(x)$	y_{g1}	y_{g2}	y_{g3}	y_{g4}	y_{g5}	\bar{y}_{gn}	S^2g	
	1	x_1	x_2	x_1x_2								
1	1	-1	-1	1	5,219	5,261	5,426	5,3	5,4	5,321	0,007928	5,3212
2	1	1	-1	-1	5,012	4,897	4,912	4,954	5,006	4,956	0,002764	4,9562
3	1	-1	1	-1	4,004	3,916	4,032	4,033	3,934	3,984	0,003057	3,9838
4	1	1	1	1	3,902	3,893	3,914	3,863	3,852	3,885	0,000692	3,8848

Приведем последовательность обработки результатов эксперимента.

1. Проверяем однородность ряда выборочных дисперсий $S^2g (g = 1...4)$, для чего по формуле $G = \frac{\max S_g^2}{\sum_{i=1}^N S_g^2}$ рассчитываем выборочное значение G – критерия Кохрена. В данном случае $\sum_{i=1}^N S_g^2 = 0,0144; \max S_g^2 =$

$= 0,0079$, отсюда $G = 0,0079 / 0,0144 = 0,5489$. При $g = 0,05$, числах степеней свободы $v_1 = m - 1 = 4$ и $v_2 = N = 4$ табличное значение G -критерия $G_{1-g}(v_1=4, v_2=4) = 0,6287$ [8].

Поскольку выполняется неравенство $G = 0,5489 < G_{1-g}(v_1=4, v_2=4) = 0,6287$, можно считать, что гипотеза о воспроизводимости эксперимента не противоречит результатам наблюдений отклика. Рассчитываем по формуле $S^2 = S^2 \{y\} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N S_g^2$ оценку $S^2 \{y\}$ дис-

персии воспроизводимости. В данном случае выборочная дисперсия $S^2\{y\}=0,00361$ с числом степеней свободы $v=N(m-1)=4\cdot 4=16$.

2. Вычисляем оценки коэффициентов математической модели. По формуле

$$b_j = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N f(x_{ig}) \bar{y}_{ig} \text{ определяем следующее:}$$

$$\begin{aligned} b_0 &= (y_1 + y_2 + y_3 + y_4) / 4 = (5,321 + 4,956 + 3,984 + 3,885) / 4 = 4,536, \\ b_1 &= (-y_1 + y_2 - y_3 + y_4) / 4 = (-5,321 + 4,956 - 3,984 + 3,885) / 4 = -0,116, \\ b_2 &= (-y_1 - y_2 + y_3 + y_4) / 4 = (-5,321 - 4,956 + 3,984 + 3,885) / 4 = -0,602, \\ b_{12} &= (y_1 - y_2 - y_3 + y_4) / 4 = (5,321 - 4,956 - 3,984 + 3,885) / 4 = 0,066. \end{aligned}$$

3. Значение выборочной дисперсии оценок коэффициентов регрессии рассчитываем по формуле $S^2\{b_j\} = \frac{S^2\{y\}}{mN}$:

$$\begin{aligned} S^2\{b_0\} &= S^2\{b_1\} = S^2\{b_2\} = S^2\{b_{12}\} = \\ &= S^2\{y\} / m \cdot N = 0,00361 / (4 \cdot 5) = 0,00018. \end{aligned}$$

Тогда среднее квадратичное отклонение $S\{b_0\} = S\{b_1\} = S\{b_2\} = S\{b_{12}\} = 0,0134$. Из [8] находим для $q=0,05$ и $v=16$ $t_{1-q/2}(v=16) = 2,119$. Вычисляем $t_{1-q/2}(v=16)S\{b_j\} = 2,119 \cdot 0,0134 =$

$= 0,0285$. Оценки коэффициентов, абсолютные величины которых равны доверительному интервалу или больше его, следует признать статически значимыми. В данном случае оценки b_0, b_1, b_2, b_{12} статически значимы, так как выполняется неравенство $|b_j| \geq t_{1-\frac{q}{2}}(v = N(m-1))S\{b_j\}$. Доверительный

интервал для любого коэффициента β_j устанавливается в отдельности. Находим доверительные интервалы для коэффициентов $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \beta_{12}$:

$$\begin{aligned} 4,508 &= (4,536 - 0,028) \leq \beta_0 \leq (4,536 + 0,028) = 4,565, \\ -0,144 &= (-0,116 - 0,028) \leq \beta_1 \leq (-0,116 + 0,028) = -0,088, \\ -0,631 &= (-0,602 - 0,028) \leq \beta_2 \leq (-0,602 + 0,028) = -0,574, \\ 0,038 &= (0,066 - 0,028) \leq \beta_{12} \leq (0,066 + 0,028) = 0,095. \end{aligned}$$

4. Построение математической модели,

согласно формуле (1), представим в виде:

$$y(x, b) = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_{12} x_1 x_2 = 4,536 - 0,116 x_1 - 0,602 x_2 + 0,066 x_1 x_2. \quad (2)$$

В такой же последовательности определяем изменения скорости сырцового валика u_1 от X_1 и X_2 .

Матрица базисных функций по плану ПФЭ 2^2 и результаты эксперимента приве-

дены в табл. 3. Результаты наблюдений отклика $y_{g1}, y_{g2}, y_{g3}, y_{g4}, y_{g5}$ выражены в мин^{-1} .

Т а б л и ц а 3

g	Матрица базисных функций				Результаты эксперимента								Yg
	$f_0(x)$	$f_1(x)$	$f_2(x)$	$f_3(x)$	Yg1	Yg2	Yg3	Yg4	Yg5	\bar{y}_{gn}	S ² g		
	1	x_1	x_2	$x_1 x_2$									
1	1	-1	-1	1	32	30	37	38	31	33,6	13,3	33,6	
2	1	1	-1	-1	49	47	46	50	48	48	2,5	48,0	
3	1	-1	1	-1	61	61	58	60	59	59,8	1,7	59,8	
4	1	1	1	1	68	67	72	69	72	69,6	5,3	69,6	

В такой же последовательности проведена обработка результатов эксперимента

для скорости сырцового валика u_1 и установлено следующее:

- гипотеза о воспроизводимости эксперимента не противоречит результатам наблюдений отклика;

- вычисленные коэффициенты математической модели и величины их доверительных интервалов статически значимы;

- построена оценка математической модели:

$$y(x,b)=52,75+6,05x_1+11,95x_2-1,15x_1x_2. (3)$$

Нахождение рациональных параметров лобового бруса и фартука проведено с использованием уравнений регрессии (2) и (3) и метода Гаусса-Зайделя [8] по критерию минимума потребляемой мощности электродвигателя пильного цилиндра.

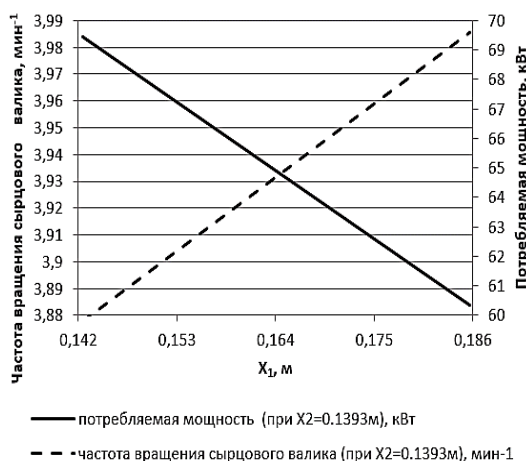


Рис. 3

На рис. 3 приведено изменение потребляемой мощности электродвигателя пильного цилиндра и частоты вращения сырьцевого валика в зависимости от расстояний X_1 и X_2 . Исследован профиль рабочей камеры (рис. 3) путем изменения расстояний X_1 и X_2 , влияющих на потребляемую мощность электродвигателя пильного цилиндра и частоту вращения сырьцевого валика (радиус лобового бруса 168 мм, радиус фартука 240 и 212,5 мм).

Установлена минимальная потребляемая мощность электродвигателя (3,88 кВт) и максимальная частота вращения сырьцевого валика (69,6 мин⁻¹), достигаемые при расстояниях $X_1=0,1857$ м и $X_2=0,1393$ м.

ВЫВОДЫ

Таким образом, для достижения минимального расхода электроэнергии асинхронным двигателем пильного цилиндра 3,88 кВт и максимальной частоты вращения сырьцевого валика 69,6 мин⁻¹ в процессе дженирования хлопка-сырца расстояния от центра рабочей камеры до фартука и до лобового бруса должны составлять соответственно 0,1857 и 0,1393 м.

ЛИТЕРАТУРА

1. Hughs E., Holt G. and Rutherford R. Saw Gin Stands. Engineering and Ginning // The Journal of Cotton Science. – 2017, №21. P. 60...69.
2. Шандуньская акционерная компания с ограниченной ответственностью "ЛЕБЕДЬ". <http://www.sdmj.com.cn>.
3. Частная экспортирующая компания с ограниченной ответственностью "Nipha". <http://www.nipha-india.com/sawgin-feeder.php>.
4. Мухаммадиев Д.М., Примов Б.Х., Камалов С.Н. Исследование движения сырьцевого валика по поверхности нижнего фартука пильного джина // Узбекский журнал "Проблемы механики". – 2018, №3. С. 47...51.
5. Мухаммадиев Д.М., Кулиев Т.М., Примов Б.Х. Экспериментальное исследование потребляемой мощности электродвигателя пильного джина с шелушильной камерой // Узбекский журнал "Проблемы механики". – 2019, №1. С. 32...38.
6. Mukhammadiev D.M., Rakhmatkariev Sh.U., Arifdzhanov F.Z. Analysis of static and dynamic characteristics of a saw cylinder of a gin // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – Vol. 38, № 2, 2009. P.120...123. <https://doi.org/10.3103/S1052618809020034>.
7. Мухаммадиев Д.М. Исследование математической модели машинного агрегата двухбарабанного питателя // Изв. вузов. Технологии текстильной промышленности. – 2008, №4С. С. 115...118.
8. Аугамбаев М., Иванов А.З., Терехов Ю.Т. Основы планирования научно-исследовательского эксперимента. – Узбекистан, Ташкент: Ўқитувчи, 1993.

REFERENCES

1. Hughs E., Holt G. and Rutherford R. Saw Gin Stands. Engineering and Ginning // The Journal of Cotton Science. – 2017, №21. P. 60...69.
2. Shandun'skaya aktsionernaya kompaniya s ogranichennoy otvetstvennost'yu "LEBED'". <http://www.sdmj.com.cn>.
3. Chastnaya eksportiruyushchaya kompaniya s ogranichennoy otvetstvennost'yu "Nipha". <http://www.nipha-india.com/sawgin-feeder.php>.

4. Mukhammadiev D.M., Primov B.Kh., Kamalov S.N. Issledovanie dvizheniya syrtsovogo valika po poverkhnosti nizhnego fartuka pil'nogo dzhina // Uzbekskiy zhurnal "Problemy mekhaniki". – 2018, №3. S. 47...51.

5. Mukhammadiev D.M., Kuliev T.M., Primov B.Kh. Eksperimental'noe issledovanie potrebyaemoy moshchnosti elektrodvigatelya pil'nogo dzhina s shelushil'noy kameroy // Uzbekskiy zhurnal "Problemy mekhaniki". – 2019, №1. S. 32...38.

6. Mukhammadiev D.M., Rakhmatkariev Sh.U., Arifdzhanov F.Z. Analysis of static and dynamic characteristics of a saw cylinder of a gin // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. – Vol. 38, № 2, 2009. P.120...123. <https://doi.org/10.3103/S1052618809020034>.

7. Mukhammadiev D.M. Issledovanie matematicheskoy modeli mashinnogo agregata dvukhbarabannogo pitatelya // Izv. vuzov. Tekhnologii tekstil'noy promyshlennosti. – 2008, №4S. S. 115...118.

8. Augambaev M., Ivanov A.Z., Terekhov Yu.T. Osnovy planirovaniya nauchno-issledovatel'skogo eksperimenta. – Uzbekistan, Tashkent: Ўқитувчи, 1993.

Рекомендована семинаром лаборатории "Теории механизмов и машин". Поступила 04.10.19.
