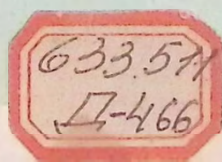


48354

Обязательный экземпляр

**Динамика
и оптимизация
параметров
технологических
машин
хлопкового
комплекса**

●



78354

633.511:631.358

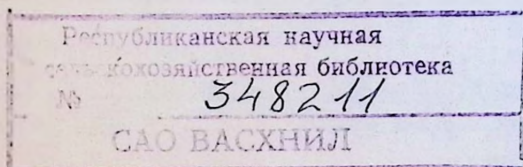
9

АКАДЕМИЯ НАУК УЗБЕКСКОЙ ССР

Институт механики и сейсмостойкости сооружений
им. М. Т. Уразбаева

ДИНАМИКА И ОПТИМИЗАЦИЯ
ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН
ХЛОПКОВОГО КОМПЛЕКСА

Под редакцией
академика АН УзССР А. Д. Глущенко



Ташкент
Издательство "Фан" Академии наук Узбекской ССР
1991

ДИНАМИКА И ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН
ХЛОПКОВОГО КОМПЛЕКСА. Сб.ст. Ташкент: Фан, 1991. 128 с.

В сборнике приведены новые результаты фундаментальных и прикладных исследований в области динамики основных элементов и узлов хлопкоуборочных и хлопкоочистительных машин с целью оптимизации их параметров и диагностики технического состояния с использованием концепции единого подхода к системе "агрофон - хлопкоуборочная машина".

Для научных работников и специалистов, занимающихся проблемами повышения эффективности машин хлопкового комплекса, а также студентов вузов.

Рецензенты
кандидаты технических наук
М.Р. Даминов, Р.Х. Маликов

Д 2705160000 - 494 166-91
М 355(04) - 91
ISBN 5-648-01243-8

С Издательство "Фан"
Академии наук Узбекской ССР,
1991 г.

Утверждено к печати
Ученым советом Института механики и
сейсмостойкости сооружений и Отделе-
нием механики, процессов управления
и информатики АН УзССР

Редактор И.С. Махлина
Художник В.И. Владимиров
ИБ № 5587

Подписано в печать 09.01.91.
Формат бумаги 60х90 1/16. Бум. для множ. аппаратов.
Печать плоская. Усл.п.л. 8,0 Уч.-изд.л. 5,3.
Тираж 300 экз. Заказ 1090 Цена 1 р. 10 к.
Издательство "Фан" Узбекской ССР, Ташкент, ул. Гоголя, 70.
Картофабрика Института "Узгипрозем", Ташкент, ул. Мукамы, 182.

УДК 621.01

Б.М. Исохожаев

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ И РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ КОЛ-
КОВОГО БАРАБАНА ОЧИСТИТЕЛЯ-ПИТАТЕЛЯ ДЖИНА

В связи с усовершенствованием технологического процес-
са очистки хлопка-сырца установкой колков к планкам продо-
льными рядами и под разными углами, соответствующими данно-
му ряду радиальной плоскости с образованием концами колков
синусоиды, необходима экспериментальная проверка выдвинутых
предположений проведением производственных испытаний.

Для уменьшения числа опытов при оптимизации парамет-
ров колкового барабана питателя джина (ПД) применен метод
математического планирования эксперимента. Данные предвари-
тельных опытов использованы [1] при выборе существенных
факторов и шага их варьирования в процессе проведения дроб-
но-факторного эксперимента (табл. I).

Т а б л и ц а I

Управляемый фактор	Кодовое обозна- чение	Уровень фактора			Интер- вал варь- ирования
		- I	0	+ I	
Производительность маши- ны (П), т/час	X ₁	2	3	4	1
Вид колкового барабана (К)	X ₂	-I	0	+I	1
Зазор между концами ко- лок и сеткой (З), мм	X ₃	14	16	18	2
Линейная скорость бараба- на (V), м/с	X ₄	7,7	8,35	9,0	0,65

Для реализации эксперимента выдвинута гипотеза о возможности описания в первом приближении линейным регрессионным полиномом модели новой конструкции очистителя мелкого сора, построенного на основе ортогонального плана типа ДФЭ 2^{4-1} (дробно-факторный эксперимент на двух уровнях от четырех переменных), так как такой выбор целесообразнее из принципа композиционности по сравнению с реализацией плана типа ДФЭ 2^{5-2} по количеству и трудоемкости проводимых экспериментов. Матрица планирования с генерирующим соотношением $X_1 = X_2 \cdot X_3 \cdot X_4$ представлена в табл.2.

Т а б л и ц а 2

Но- мер точ- ки	Порядок реали- зации опытов			Фактор								$\bar{y}$
	I	II	III	X_0	X_1	X_2	X_3	X_4	$X_1 X_2$	$X_1 X_3$	$X_2 X_3$	
1	I	4	5	+	+	+	-	-	+	-	-	16,6
2	3	3	7	+	-	-	-	-	+	+	+	3,2
3	6	6	8	+	+	-	-	+	-	-	+	8,6
4	8	I	4	+	-	+	-	+	-	+	-	10,6
5	7	8	6	+	+	+	+	+	+	+	+	17,9
6	4	7	I	+	-	-	+	+	+	-	-	6,7
7	2	5	3	+	+	-	+	-	-	+	-	13,9
8	5	2	2	+	-	+	+	-	-	-	+	12,2

Цель опыта — получить математическое описание функции отклика и выявить оптимальные значения уровней факторов, отвечающих максимальному отклику. В качестве отклика выбран важнейший показатель процесса очистки хлопка — очистительный эффект машины.

Каждый опыт воспроизводился трижды. Последовательность, режим, результаты и ошибки опытов, а также квадратичные отклонения расчетных и опытных данных приведены в табл. 3. Коэффициенты уравнения регрессии по параметру оптимизации рассчитаны методом наименьших квадратов [2].

Полученные данные обработаны на ЭВМ "Напри-2". Проверены статистические гипотезы и получено адекватное исследуемому процессу уравнение регрессии

$$\hat{y} = 11,2 + 3,02 X_1 + 3,11 X_2 + 1,45 X_3 - 0,74 X_2 X_3.$$

Таким образом, с увеличением абсолютной величины коэффициентов регрессии действие соответствующих факторов проявляется сильнее.

Т а б л и ц а 3

Точка плана	y_1	y_2	y_3	$\bar{y}$	S_y^2	$\hat{y}$	$(\bar{y} - \hat{y})^2$
1	17,3	16,8	15,7	16,6	0,67	16,62	0,0004
2	3,5	2,8	3,3	3,2	0,13	3,62	0,1764
3	9,9	8,7	7,2	8,6	1,83	9,66	1,1236
4	10,4	11,1	10,5	10,6	0,15	9,84	0,5776
5	19,2	18,0	16,4	17,86	1,97	18,04	0,0324
6	4,9	7,2	8,1	6,73	2,32	7,26	0,2809
7	15,6	13,1	12,9	13,86	1,76	13,30	0,3136
8	12,7	10,4	13,3	12,2	2,35	12,00	0,0400
Сумма				89,65	11,21	90,34	2,5445
Среднее арифметич.				11,2	1,40	11,29	0,3180

Переход от безразмерных величин к размерным величинам факторов осуществляется с помощью формулы [3]

$$x_i = \frac{X_i - X_{oi}}{J_i},$$

где x_i — кодированное значение фактора; X_i — натуральное значение фактора; X_{oi} — основной уровень фактора в натуральном значении; J_i — интервал варьирования.

Уравнение регрессии в натуральном выражении от переменных процессов

$$\hat{y} = -9,46 + 3,02 \Pi + 9,03 K + 0,725 З - 0,37 K.З.$$

Следовательно, в снижении засоренности хлопка-сырца и повышении очистительного эффекта машины важную роль играет тип рабочего барабана, т.е. колковый барабан с разными углами установки колков относительно радиальной плоскости барабана.

В оптимизации процесса очистки хлопка-сырца наиболее существенные параметры — тип барабана и технологический зазор между концами колков и сеткой. С увеличением этих факторов повышается очистительный эффект машины. Это подтверждает отрицательный знак эффекта взаимодействия факторов X_2 и X_3 . Любая комбинация разных знаков X_2 и X_3 приводит к росту параметра оптимизации. Второй по значимости параметр — производительность машины (Π), значение которой необходимо установить на большем уровне. Для перечисленных значений скорость вращения колкового барабана должна быть на нулевом уровне. При таком сочетании исследованных факторов достигается стабильный и большой эффект очистки очистителя мелкого сора для новой конструкции колкового барабана с наклонно направленными колками [4].

Список использованной литературы

1. И с о х о ж а е в Б.М., М у х а м е д о в Д. Интенсификация процесса очистки хлопка-сырца от мелкого сора // Механика сплошных сред. Тезисы докл. респ. конф., посвященной памяти Х.А. Рахматулина. Ташкент: Фан, 1989. 113 с.
2. К о р н Г., К о р н Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1984. 833 с.
3. А д л е р Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1971. 278 с.
4. Д ж у р а е в А. Динамика рабочих механизмов хлопкоперерабатывающих машин. Ташкент: Фан, 1987. 183 с.

УДК 631.358:633.511

М.Т.Ташболтаев, Н.Г.Исмаилов

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ УБОРОЧНОГО АППАРАТА МНОГОКРАТНОЙ ОБРАБОТКИ КУСТОВ ДЛЯ УБОРКИ ТОНКОВОЛОКНИСТЫХ СОРТОВ ХЛОПЧАТНИКА

В [1] на основе разработанной механико-математической модели интенсивной обработки хлопковой коробочки рабочими органами были обоснованы и рекомендованы технологические, геометрические и кинематические параметры уборочного аппарата с многократной обработкой кустов хлопчатника [2]. Таким аппаратом были оснащены промышленные образцы хлопкоуборочных машин АН-1,8 (1985 г.), ХНП-1,8 АН (1986 г.), ХС-15 (1986-1987 гг.), ХНМ-1,8 АН (1987 г.), ХС-18 ДК, ХС-18 ДС (1988 г.), ХС-18 К (1989 г.) и ХС-18 С (1988-1989 гг.) для уборки средневолокнистых сортов хлопчатника, а также машины ХС-14Т (1986-1989 гг.), ХНН-1, 8АНТ (1987 г.) и ХС-19 (1988-1989 гг.) для уборки тонковолокнистых сортов.

Промышленные образцы при сборе средневолокнистых сортов хлопчатника показали хорошие результаты. Однако при работе на тонковолокнистых сортах их агротехнические показатели не полностью отвечали требованиям агротехники, так как параметры аппарата были установлены на основе размерно-массовых характеристик средневолокнистых сортов, существенно отличающихся от тонковолокнистых.

Цель данного исследования — выбор параметров уборочного аппарата для улучшения процесса сбора тонковолокнистых сортов хлопчатника.

В качестве основного фактора, влияющего на выбор параметров аппарата, приняты минимальный (37 мм), средний (44 мм) и максимальный (55 мм) диаметры раскрытой d_k , а также максимальный (32,5 мм) диаметр d_n полураскрытой коробочки кустов тонковолокнистых сортов хлопчатника в момент

машинной уборки [3, 4]. При этом предполагается установка на барабаны ($D_5 = 292$ мм) нарезных шпинделей [5] с увеличенным диаметром d_k (30 мм) и шагом (5 мм) размещения на них зубьев, $A_1 = 150$ мм, $B_5 = 360$ мм, $D_{K1} = D_{K2} = 220$ мм, $V_{K1} = 1,07$ м/с [1].

Расчет параметров первого шпиндельного барабана (Б1).

Для данного барабана ставили задачу обработки наиболее полноценных (зрелых) коробочек диаметром $d_k = 55$ мм.

За период обработки коробочки $d_k = 55$ мм шпиндельный барабан с $D_5 = 292$ мм поворачивается на угол $\alpha_1 = \arccos D_5 / (D_5 + d_k) = 32,7^\circ$ (0,57 рад), а центр тяжести коробочки перемещается по продольной оси аппарата на расстояние $S_0 = 0,5 [(D_5 + d_k) \sin \alpha_1 - d_k] = 0,5 [(292 + 55) \cdot \sin 32,7^\circ - 55] = 66$ мм.

Полное перемещение центра коробочки при ее обработке шпинделями барабана Б1 равно $S_{K1} = (D_5 + d_k) \sin \alpha_1 = (292 + 55) \sin 32,7^\circ = 187,5$ мм, а время обработки коробочки $t_{K1} = S_{K1} / V_{K1} = 187,5 / 1070 = 0,175$ с.

Из условия $(30 \alpha_1) / (\pi n_{B1}) \geq S_0 / V_{K1}$ определим необходимую частоту вращения барабана

$$n_{B1} \geq \frac{30 V_{K1} \alpha_1}{\pi S_0} = \frac{30 \cdot 1070 \cdot 0,57}{\pi \cdot 66} = 88,24 \text{ мин}^{-1},$$

или $n_{B1} = 88,5 \text{ мин}^{-1}$.

Линейная скорость барабана по центрам шпинделей $V_{B1} = (\pi n_{B1} R_5) / 30 = (\pi \cdot 88,5 \cdot 0,146) / 30 = 1,35$ м/с. При этом коэффициент опережения окорости V_{B1} по отношению $V_{K1} = 1,07$ м/с составляет $K_{B1} = 1,26$.

Расчет параметров переднего колкового барабана (К1).

Упругие колки (пальцы) этого барабана должны обеспечить прижим коробочек, имеющих $d_k = 55$ мм, к поверхности барабана Б1. Такая коробочка обрабатывается шпинделями в пределах угла прижима колков $\alpha_{K1} \approx (2S_0 + d_k) / D_{K1} \approx (2 \cdot 66 + 55) / 220 = 0,85$ рад.

Частота вращения n_{K1} барабана К1, определенная из

условия

$$n_{K1} \leq n_{B1} \frac{\alpha_{K1}}{\alpha_1},$$

оказалась равной 130 мин^{-1} . Отсюда следует $V_{K1} = 1,49$ м/с и $K_{K1} = 1,40$.

Расчет параметров второго шпиндельного барабана (Б2).

В рабочей щели $b_{щ}$ между барабанами Б1 и Б2 обрабатываются коробочки с $d_k = 55$ мм и должно быть исключено травмирование полураскрытых коробочек, имеющих $d_n = 32,5$ мм.

Для определения $b_{щ}$ установим величину относительного сжатия Δd коробочки барабанами Б1-Б2 таким образом:

$$\Delta d < 1 - \frac{d_n}{d_k} = 1 - \frac{32,5}{55} = 0,40.$$

Принимая Δd равным 0,35, определим ширину $b_{щ}$

$$b_{щ} = (1 - \Delta d) d_k = (1 - 0,35) \cdot 55 = 36 \text{ мм}.$$

Межцентровое расстояние барабанов Б1 и Б2 при $Z_{B1} = 12$ (количество шпинделей в барабане) согласно формуле

$$A_{B0} = R_5 \left(1 + \cos \frac{\pi}{Z_{B1}} \right) + d_{щ} + b_{щ}$$

равно 353 мм.

Остальные параметры барабана имеют значения

$$\alpha_0 = \arcsin \frac{0,5 B_5}{A_{B0}} = \arcsin \frac{0,5 \cdot 360}{353} = 30,6^\circ (0,53 \text{ рад});$$

$$A_{B0} = A_{B0} \cos \alpha_0 = 353 \cos 30,6^\circ = 303,6 \text{ мм};$$

$$\alpha_3 = \arccos \frac{2 \cdot (A_{B0} - A_1)}{D_5 + d_k} = \arccos \frac{2 \cdot (303,6 - 150)}{292 + 55} = 27,66^\circ (0,48 \text{ рад}).$$

Путь обработки коробочки шпинделями барабана $S_{K2} = (D_5 + d_k) \sin \alpha_3 = (292 + 55) \sin 27,66 = 161$ мм, время обработки $t_{52} = 0,15$ с.

Для сохранения "шахматного" расположения шпинделей между Б1-Б2 частоту вращения барабана Б2 целесообразно выбрать $n_{52} = n_{51}$, т.е. $88,5 \text{ мин}^{-1}$. При этом $V_{52} = V_{51}$ и $K_{52} = K_{51}$.

Расчет параметров четвертого (Б4) и третьего (Б3) шпиндельных барабанов. Выбор параметров этих барабанов выполняется на основе совместной работы пар Б3-Б4-К2. Шпиндели барабанов Б3 и Б4 должны извлечь дольки из створок коробочек, имеющих $d_k = 44$ мм.

Когда шпиндель 2' занимает положение 2 [I], коробочка перемещается на величину $S_{K0} = d_k = 44$ мм, а барабан Б4 поворачивается на угол $\alpha_4 = \pi/6$ рад. Тогда из условия обработки такой коробочки

$$n_{54} \geq \frac{30 V_{K4} \alpha_4}{\pi S_{K0}}$$

имеем $n_{54} = 120 \text{ мин}^{-1}$.

Для барабана Б3 установлены

$$\alpha_1 = \arccos \frac{2 \cdot (303,6 - 150)}{292 + 44} = 23,89^\circ (0,41 \text{ рад});$$

$$S_{K3} = (292 + 44) \sin 23,89 = 136 \text{ мм};$$

$$t_{K3} = 136/1070 = 0,127 \text{ с}; n_{53} = 120 \text{ мин}^{-1}.$$

Расчет параметров второго колкового барабана (К2). Упругие колки этого барабана должны обеспечить прижим коробочек, имеющих $d_k = 37$ мм к поверхности барабана Б4. Это требование выполняется, если $S_K = d_k$ (S_K — длина дуги между концами смежных колков, например, между K_4 и K_5). Тогда угол расстановки колков $\alpha_{K2} = S_K / R_{K2} = 37/110 = 0,106\pi$ рад.

Число колков в поперечном сечении сепаратора барабана

$$Z_K = 2\pi / \alpha_{K2} = 19.$$

Частота вращения барабана

$$n_{K2} \leq n_{54} \frac{\alpha_{K2}}{\alpha_4} = 120 \frac{0,106\pi}{\pi/6} = 76,32 \text{ мин}^{-1},$$

или $n_{K2} = 76 \text{ мин}^{-1}$ (таблица).

Расчетные параметры уборочного аппарата многократной обработки для сбора тонковолокнистых сортов хлопчатника

Параметр	Барабаны			
	К1	Б1, Б2	Б3, Б4	К2
Z_K	10	—	—	19
$B_{K4}, \text{ мм}$	0...10 (К1 — Б1)	36	36	0...10 (К2 — Б4)
$n_5, \text{ мин}^{-1}$	130	88,5	120	76
$V_5, \text{ м/с}$	1,49	1,35	1,83	0,87
K_0	1,40	1,26	1,71	0,81

Обоснованные режимы работы уборочного аппарата многократной обработки позволяют улучшить агротехнические показатели хлопкоуборочных машин на тонковолокнистых сортах хлопчатника. Однако вопрос их существенного повышения требует дальнейших исследований.

Список использованной литературы

- Глуценко А.Д., Ташболтаев М.Т. Динамика и оптимизация хлопкоуборочного аппарата многократной обработки растений хлопчатника. Ташкент: Фан, 1990. 232 с.
- Глуценко А.Д., Ташболтаев М.Т., Абляимов О.С. Хлопкоуборочный аппарат с многократной обработкой кустов хлопчатника. Ташкент, 1989. 4 с. (Прист. листок ВДНХ УзССР / УзНИИТИ Госплана УзССР. № 470/89).

3. С а д р и д д и н о в А. Научные основы машинного проектирования и совершенствования хлопкоуборочных аппаратов. Ташкент: Фан, 1986. 200 с.
4. С п е в а к о в Р.И., А т а м а н о в Ю.И. Механизация уборки тонковолокнистого хлопка. Ташкент: Фан, 1983. 96 с.
5. Т о п а л и д и Д.Н., М и х а й л о в с к и й А.Н. О работе шпинделей с увеличенным диаметром и шагом размещения на них зубьев // Механизация хлопководства. 1988. № II. С.13-14.

УДК 621.22.018.8

Г.А.Хромова

ДИНАМИКА КРИВОЛИНЕЙНОГО РУКАВА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ В МАШИНАХ ХЛОПКОВОГО КОМПЛЕКСА

В гидросистемах рукавов по ГОСТу 6286-73 применяют рукава высокого давления (РВД) с внутренним диаметром 10, 12 и 16 мм. Как показывает опыт эксплуатации [1], долговечность рукавов на магистралях высокого давления составляет всего 1-2 сезона. Требования к надежности РВД возрастают также в связи с наметившейся тенденцией повышения рабочего давления в гидроприводах мобильных машин. Поэтому актуальны правильная оценка напряженно-деформированного состояния РВД и прогнозирование ресурса его работы.

Уравнения колебаний трубопровода с жидкостью выведены исследователями разными методами [2-4]. В [2, 3] применен векторный метод, основанный на идеях А.И. Лурье. В [3] получено уравнение для общего случая малых колебаний криволинейного трубопровода с несжимаемой жидкостью. В [2] изучен идеальный случай нулевой жесткости при колебаниях абсолютно гибких шлангов.

В [4] приведены уравнения колебаний силового каркаса РВД с учетом динамического влияния жидкости на напряженное состояние при пульсациях давления, создаваемых во время работы насосных агрегатов или исполнительных механизмов машин.

Для решения задачи используются следующие предположения.

1. Пусть размеры шланговой части РВД (трубопровода) таковы, что оболочечными формами колебаний можно пренебречь по сравнению с балочными.

2. Трубопровод с жидкостью представим в виде модели тонкостенного стержня кругового сечения, материал которого испытывает деформации растяжения $u(t, s)$ по дуге радиуса R_0 и изгиба $W(t, s)$ от дуги того же радиуса.

В [4] получены уравнения колебаний криволинейного трубопровода (шланга) с протекающей по нему рабочей жидкостью, имеющей определенное давление $P(s, t)$ при одно-временных внешних вибрационных воздействиях. Считая жесткость на растяжение — сжатие и изгиб постоянными по длине и предполагая внешней нагрузкой лишь гидромеханическое воздействие от пульсаций давления в рабочей жидкости в гид-роприводе, возникающих при работе насосных агрегатов или исполнительных механизмов машин, получаем уравнения колебаний в виде при продольных колебаниях

$$\begin{aligned} \bar{m} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - E_p F \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} - 2 E_n J \left(\frac{1}{R_0} + \frac{\partial^2 W}{\partial s^2} \right) \cdot \frac{\partial^3 W}{\partial s^3} = \\ = - \int_0 P(s, t) - \tau_{жид}; \end{aligned} \quad (1)$$

при поперечных колебаниях

$$\begin{aligned} \bar{m} \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} + (\rho_f r + m_{ж} V^2) \cdot \left(\frac{\partial^2 W}{\partial s^2} + \frac{1}{R_0} \right) + \\ + 2 m_{ж} V^2 \frac{\partial^2 W}{\partial s \partial t} + E_n J \cdot \left[\frac{\partial^4 W}{\partial s^4} \left(1 + \right. \right. \\ \left. \left. + \frac{2 \rho_n}{E_p F} + 2 \frac{\partial u}{\partial s} \right) + 2 \frac{\partial^3 u}{\partial s^3} \left(\frac{1}{R_0} + \frac{\partial^2 W}{\partial s^2} \right) + \right. \\ \left. + 4 \frac{\partial^3 W}{\partial s^3} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial s^2} \right] = \gamma(t, s), \end{aligned} \quad (2)$$

где P_n — сила начального натяжения шланговой части РВД, представляемая согласно [2] в виде

$$P(t, s) = P_n + E_p F \frac{\partial u(t, s)}{\partial s}. \quad (3)$$

Обозначения в уравнениях (1) — (3) аналогичны [4].

Уравнения (1) — (2) образуют систему нелинейных дифференциальных уравнений четвертого порядка в частных производных, общее точное решение которых получить очень сложно. Кроме того, данное решение вследствие его громоздкости неприемлемо для упрощенных инженерных расчетов. Поэтому приведем приближенное решение этой системы, учитывающее реальные условия колебаний криволинейной части РВД.

На основании результатов работы [5] решение системы уравнений (1) — (2) для поперечных колебаний РВД ищем в виде

$$W(t, s) = W_a \sin \omega_n \left(t + \frac{s}{V} \right) + W_c \left[1 - \cos \omega_n \left(t + \frac{s}{V} \right) \right] \quad (4)$$

(W_a и W_c — среднеинтегральные значения коэффициентов гармоник и постоянной составляющей поперечных колебаний сечений РВД). Принятая форма колебаний близка к действительности и удовлетворяет краевым условиям

при

$$\begin{aligned} s = 0 \quad W(t, s) = 0, \\ s = L_r \quad \frac{\partial^2 W(t, s)}{\partial s^2} = 0, \end{aligned} \quad (5)$$

что соответствует шарнирному закреплению концевых сечений РВД.

Для продольных деформаций имеем

$$u(t, s) = u_0(s) + u_v(s)t + u_a(s) \cos \omega_n t \quad (6)$$

$(u_0(s), u_v(s) \text{ и } u_a(s))$ — функции постоянных составляющих перемещений, скорости и амплитуды колебаний сечений трубы, обусловленных действием усилий от давления $P(s, t)$ и силой трения в жидкости $T_{жид}$, сказывающейся при значительных скоростях ее движения в гидросистемах).

Сила давления в рабочей жидкости берется на основе анализа записей — осциллограмм методами гармонического анализа [6] и принимается в виде

$$P(s, t) = \sum_{\lambda=0,1} \sum_{n=0,1} \{ \{ p_n \cos n\omega t \cdot \delta(vt - (s-s_p)) [\delta_0(t-\lambda t_0) - \delta_0(t - \lambda t_n - t_r)] \} \} \quad (7)$$

Обозначения введены согласно [4].

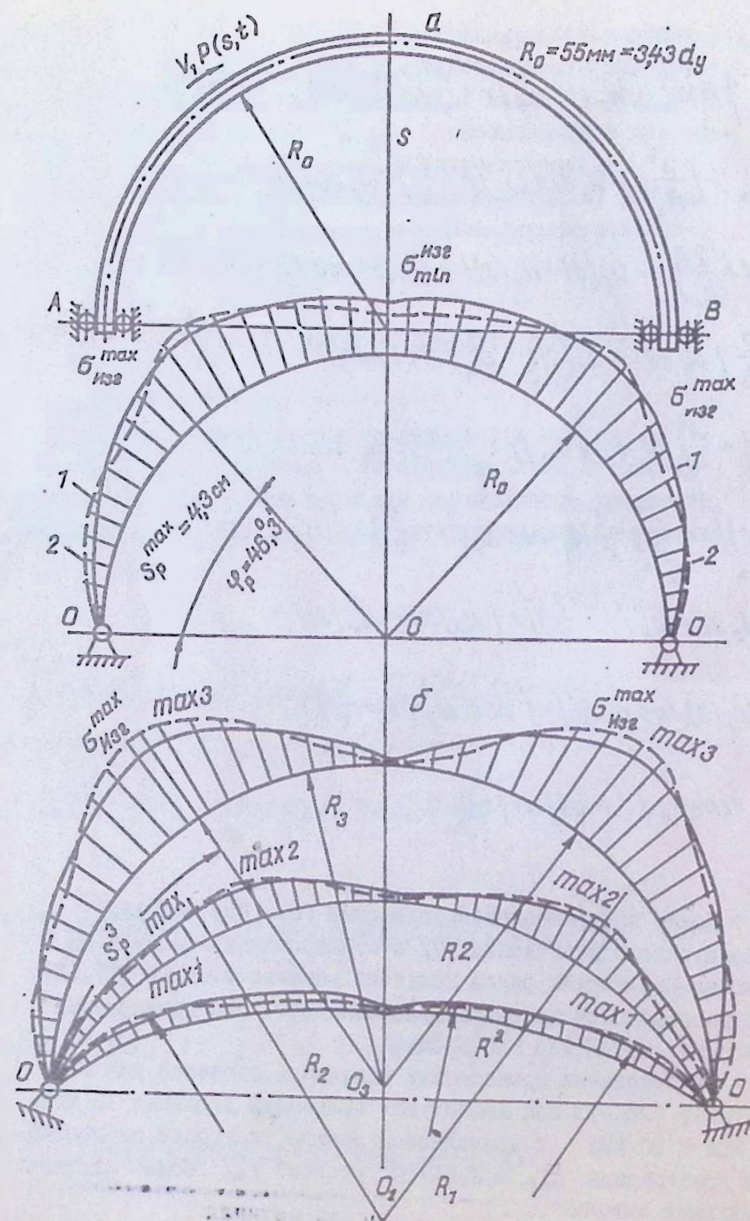
Осреднение линеаризации коэффициентов системы (I) — (2) за время T_λ периода колебаний выполним по методу Галеркина [7]. Для этого составим вариационные уравнения, подставляя в (I), (2) функции и их производные из уравнений (5) и (6)

$$\begin{aligned} & \int_0^{T_\lambda} \left\{ -\bar{m} \omega_\lambda^2 \cdot u_a(s) \cdot \cos \omega_\lambda t - E_p F (\ddot{u}_0(s) + \right. \\ & \left. + \ddot{u}_v(s)t + \ddot{u}_a(s) \cos \omega_\lambda t) - 2E_n J \cdot \frac{\lambda^3}{R_0^4} \times \right. \\ & \left. \times [W_0 \cos \omega_\lambda(t + \frac{s}{V}) + W_c \sin \omega_\lambda(t + \frac{s}{V})] + 2E_n J \frac{\lambda^5}{R_0^5} \times \right. \\ & \left. \times [W_0 \cos \omega_\lambda(t + \frac{s}{V}) + W_c \sin \omega_\lambda(t + \frac{s}{V})] + \int_0^s P(s, t) + \right. \\ & \left. + T_{жид} \right\} \times (1 + \cos \omega_\lambda t + \sin \omega_\lambda t) dt = 0; \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & \int_0^{T_\lambda} \left\{ \bar{m} \omega_\lambda^2 [W_c \cos \omega_\lambda(t + \frac{s}{V}) - W_a \sin \omega_\lambda(t + \frac{s}{V})] + \right. \\ & \left. + E_n J \cdot \frac{\lambda^4}{R_0^4} \cdot [W_a \sin \omega_\lambda(t + \frac{s}{V}) - W_c \cos \omega_\lambda(t + \frac{s}{V})] \times \right. \\ & \left. \times [1 + \frac{2P_0}{E_p F} + \dot{u}_c(s) + \dot{u}_v(s)t + \dot{u}_a(s) \cos \omega_\lambda t] + \right. \\ & \left. + \frac{2}{R_0} [\ddot{u}_c(s) + \ddot{u}_v(s)t + \ddot{u}_a(s) \cos \omega_\lambda t] \times \right. \\ & \left. \times [1 + \frac{\lambda^2}{R_0^2} W_c \cos \omega_\lambda(t + \frac{s}{V}) - \frac{\lambda^2}{R_0^2} W_a \sin \omega_\lambda(t + \right. \\ & \left. + \frac{s}{V})] + 4 \frac{\lambda^3}{R_0^3} \times [W_a \cos \omega_\lambda(t + \frac{s}{V}) + \right. \\ & \left. + W_c \sin \omega_\lambda(t + \frac{s}{V})] \times [\ddot{u}_c(s) + \ddot{u}_v(s)t - \right. \\ & \left. - \ddot{u}_a(s) \cos \omega_\lambda t] \right\} \times \{ \cos \omega_\lambda(t + \frac{s}{V}) + \sin \omega_\lambda(t + \frac{s}{V}) \} dt = 0. \quad (9) \end{aligned}$$

После интегрирования уравнений (8), (9) методами операционного исчисления [7] и суммирования бесконечных тригонометрических рядов получено решение системы (I), (2). Для исследования динамики криволинейного РВД составлена программа на АЛГОЛе для БЭСМ-6.

На основании проведенных численных расчетов для РВД по ГОСТу 6286-73 при амплитудах пульсаций давления 10 МПа, 20 МПа и 30 МПа и приведенном модуле упругости многослойной конструкции $E_{np} = 1,81 \cdot 10^6$ кгс/см² [1] можно оделать следующие выводы.



Установлено, что трение в вязкой жидкости очень мало (менее 0,01%) и незначительно влияет на возникающие в теле шланговой части РВД напряжения при реальных скоростях движения не более 10 м/с. Основным фактор, существенно влияющий на НДС, — давление в рабочей жидкости.

При малых длинах РВД, в пределах выпускаемых промышленностью (не более 2 м), потери энергии, уходящие на трение о стенки при движении жидкости, мизерно малы и практически не влияют на НДС (напряженно-деформированное состояние).

Максимальные изгибающие напряжения могут достигать критических значений при периодическом знакопеременном изгибе, что может даже при отсутствии другого рода нагрузок привести к разрушению силовой оплетки РВД. Нахождение зоны максимальных напряжений в случае шарнирного закрепления (концы РВД снабжены "поворотным угольником") представлено на рисунке, а для изгибающих напряжений без учета влияния продольных напряжений (1) и при учете продольной составляющей (2).

С увеличением кривизны $1/R$ оси РВД возрастают изгибающие напряжения, причем динамическая составляющая кривизны $\partial^2 W / \partial s^2$ также растет с увеличением статической кривизны $1/R_0$.

При увеличении длины шланга точка максимальных напряжений перемещается ближе к концам, а значение изгибающих напряжений снижается. Семейство кривых по изгибающим и продольным напряжениям в зависимости от радиуса изгиба РВД R_0 показано на рисунке, б. Очевидно, что точка максимальных напряжений при шарнирном закреплении концов передвигается в пределе к центру. Зона максимальных напряжений зависит от радиуса изгиба R в случае шарнирного закрепления концов РВД "поворотный угольник" и наличия посередине закрепления шланга в виде шарнира.

Таким образом, действующие нормы для установления минимального радиуса изгиба РВД не менее 8 наружных диа-

метров [1] требует уточнения, так как охватывают лишь узкую область эксплуатационных параметров: не учитывают пульсации давления, условия закрепления и частотный характер внешних и внутренних нагрузок. Предлагаемая методика прочностного расчета позволяет также прогнозировать напряженное состояние РВД при известных условиях нагружения и, следовательно, с достаточной степенью точности можно оценить ресурс его работы.

Список использованной литературы

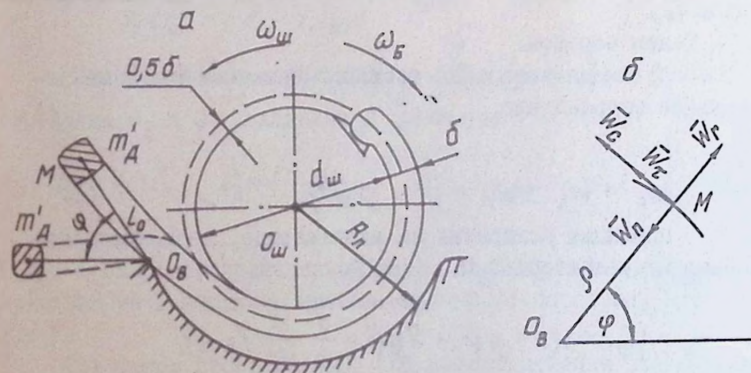
1. К л е б а н о в А.Б. Исследование долговечности рукавов высокого давления гидросистем тракторов и сельскохозяйственных машин. Автореф.дис. ... канд.техн. наук. М.: ВИСХОМ, 1978. С. 20.
2. С в е т л и ц к и й В.А. Механика трубопроводов и шлангов// Задачи взаимодействия стержней с потоком жидкости и воздуха. М.: Машиностроение, 1982. 280 с.
3. V n n i Т. Е., M a r t i n R. L., D o b e y R. N. Hydroelastic instability of inhomogeneously curved pipe-fluid Systems. Trans. ASME. Ser. E., J. Appl. Mech. 1970. Vol.37. N 3. P.240-250.
4. Х о ж м е т о в Г.Х., Х р о м о в а Г.А. Сейсмодинамика криволинейного подземного напорного водовода// Изв. АН УзССР. Сер. техн.наук. 1988. № 5. С. 43-46.
5. Д о ц е н к о П.Д. Некоторые результаты исследований собственных колебаний прямолинейных трубопроводов с жидкостью// ПМ. 1979. Т. XV. № I. С. 69-70.
6. М в н л и Р. Анализ и обработка записей колебаний/ Пер. с англ. М.: Машиностроение, 1972. 368 с.
7. Б а б а к о в И.М. Теория колебаний. М.: Наука, 1965. С. 500.

УДК 631.358:633.511

О.С.Абляимов, Н.Н.Тулчинская

К ВОПРОСУ ДИНАМИКИ СОУДАРЕНИЯ ДОЛКИ ХЛОПКА С ЯЧЕЙКОЙ ПОДЖИМНОГО БАРАБАНА

Рассмотрим взаимодействие (удар) приведенной массы m'_d долки хлопка с сором (приведенные массы самой долки хлопка m_d и частиц сорных примесей — сора m_c) с ячейкой поджимного барабана второго типа (рисунок, а). В этом случае долка хлопка зацепляется о выступ ячейки поджимного барабана, а ее центр масс начинает перемещаться вокруг мгновенного центра вращения и удар происходит через некоторое время после зацепления, в течение которого приведенная масса долки хлопка с сором проходит определенный путь.



Расчетная схема удара долки хлопка с сором об ячейку поджимного барабана (а) и поведение приведенной массы m'_d после соприкосновения с ней (б).

Принимаем допущение, что поверхность поджимного барабана по отношению к колеблющейся дольке хлопка неподвижна, а его масса бесконечно большая, при этом удар считается упругим. Приведенная масса m'_d дольки хлопка с сором участвует в двух движениях: относительном прямолинейном движении вдоль ρ и переносном движении вместе с ρ вокруг точки O_B (см. рисунок, б), на котором приведенная масса дольки m_d сосредоточена в точке М.

Проекция относительной скорости точки М на направление радиуса-вектора является радиальной скоростью $V_\rho = \dot{\rho}$. Переносная скорость перпендикулярна к радиусу-вектору $V_\varphi = \rho \dot{\varphi}$. Проекция относительного ускорения на направление радиуса-вектора будет $W_\rho = \ddot{\rho}$, и это ускорение направлено по радиусу вращения.

Переносное ускорение складывается из двух: переносного касательного $W_\tau = \rho \ddot{\varphi}$ и переносного нормального $W_n = -\rho \dot{\varphi}^2$. Переносное касательное ускорение направлено по касательной к траектории, а переносное нормальное ускорение — по радиусу-вектору. Модуль кориолисова ускорения равен $W_c = 2\dot{\rho}\dot{\varphi}$ и по направлению совпадает с вектором $\vec{W}_c$.

Таким образом:

проекция ускорения сложного движения точки на радиальное направление

$$W_\rho = W_\tau - W_n = \ddot{\rho} - \rho \dot{\varphi}^2, \quad (1)$$

проекция ускорения на направление, перпендикулярное радиусу-вектору $O_B M$

$$W_\varphi = W_\tau + W_c = \rho \ddot{\varphi} + 2\dot{\rho}\dot{\varphi} = \frac{1}{\rho} \frac{d}{dt} (\rho^2 \dot{\varphi}). \quad (2)$$

Изменение длины ρ участка хлопковой дольки от точки касания с поджимным барабаном O_B описывается уравнением

$$\rho = \rho_0 - r_1 \omega_{ш} t, \quad (3)$$

где $\omega_{ш}$ — угловая скорость вращения шпинделя;

r_1 — расстояние от собственной оси вращения шпинделя до точки соприкосновения дольки с ячейкой поджимного барабана.

Масса m'_d свободного конца дольки хлопка вокруг точки O_B вращается лишь под действием сил инерции, поэтому для движения по трансверсальному направлению (перпендикулярному радиусу-вектору $O_B M$) справедливо уравнение

$$W_\varphi = 0 \quad \text{или} \quad \frac{1}{\rho} \frac{d}{dt} (\rho^2 \dot{\varphi}) = 0. \quad (4)$$

Принтегрируем уравнение (4), учитывая соотношение (3)

$$\rho^2 \dot{\varphi} = C_1, \quad \dot{\varphi} = \frac{C_1}{\rho^2},$$

$$\varphi = \frac{C_1}{r_1 \omega_{ш}} \cdot \frac{1}{\rho_0 - r_1 \omega_{ш} t} + C_2. \quad (5)$$

Задаем начальные условия $\varphi_0 = 0$, $\dot{\varphi}_0 = \frac{V_0}{\rho_0}$. Отсюда определим C_1 и C_2 , входящие в уравнение (5)

$$C_1 = V_0 \cdot \rho_0, \quad C_2 = -\frac{V_0}{r_1 \omega_{ш}} \quad (6)$$

(V_0 — скорость приведенной массы дольки в момент взаимодействия ее с выступом ячейки поджимного барабана, м/с [1]).

Подставим постоянные C_1 , C_2 из соотношения (6) в уравнение (5) и после соответствующих преобразований получим

$$\varphi = \frac{V_0}{\tau_1 \omega_{\text{ш}}} \cdot \left(\frac{\ell_0}{\ell_0 - \tau_1 \omega_{\text{ш}} t} - 1 \right), \quad (7)$$

Уравнение (7) позволяет установить угол поворота приведенной массы m'_A свободного конца дольки хлопка с сором вокруг мгновенного центра вращения O_B от момента зацепления ее за выступ ячейки поджимного барабана до соударения с поверхностью ячейки.

Определим время удара приведенной массы m'_A свободного конца дольки хлопка с сором о боковую поверхность ячейки поджимного барабана

$$t_K = \frac{\ell_0}{\tau_1 \omega_{\text{ш}}} \cdot \left(1 - \frac{V_0}{0,58 \tau_1 \omega_{\text{ш}} + V_0} \right) \quad (\varphi_i = 0,5 \pi). \quad (8)$$

Скорость свободного конца дольки хлопка в момент удара

$$V_{\varphi K} = \rho \dot{\varphi} = \frac{V_0 \ell_0}{\ell_0 - \tau_1 \omega_{\text{ш}} t_K}. \quad (9)$$

Решая задачу аналогично [2], величину линейных ускорений определим по формуле

$$\ddot{\rho}_{yK}(t) = \frac{P_{AK}}{\ell_A} [\cos \omega_y t_K - \cos \omega_y (t_K - \tau)] \omega_y^2, \quad (10)$$

где P_{AK} — сила удара дольки хлопка об ячейку поджимного барабана, Н; ℓ_A — жесткость дольки хлопка, Н/м; ω_y — круговая частота соударения,

ω^{-1} ; τ — время второго этапа упругого удара, с.

Силу удара P_{AK} дольки хлопка с сором об ячейку поджимного барабана найдем из соотношения [2]

$$P_{AK} = \frac{m'_A V_{\varphi K}}{t_K}. \quad (11)$$

Согласно [2] с учетом $\ell_A = 31,0$ Н/м; $\omega_y = 176$ с $^{-1}$ и $\tau = 0,3 \cdot t_K$ получим

$$\ddot{\rho}_{yK}(t) = -999,226 \cdot P_{AK} \cdot (\cos 123,2 t_K - \cos 176 t_K). \quad (12)$$

Для осуществления численного расчета величины силы удара P_{AK} дольки хлопка с сором об ячейку поджимного барабана и линейных ускорений $\ddot{\rho}_{yK}$ в этот момент, полагая $\tau_1 = 31$ мм и $\ell_0 = 60$ мм и преобразуя выражения (8) — (9), получаем

$$t_K = \frac{A_K}{B_K \omega_{\text{ш}} + V_0}, \quad (13)$$

$$V_{\varphi K} = \frac{V_0}{1 - \ell_K \omega_{\text{ш}} t_K} \quad (14)$$

($A_K = 94,176 \cdot 10^{-3}$ м, $B_K = 48,67 \cdot 10^{-3}$ м и $C_K = 516,66 \cdot 10^{-3}$ — постоянные коэффициенты).

Подставляя значения скорости V_0 приведенной массы дольки в момент зацепления ее с выступом ячейки поджимного барабана и варьируя параметрами шпинделя, по формулам (11) — (14) находим величины линейных скоростей, ускорений, времени соударения и силы удара дольки хлопка о сором об ячейку поджимного барабана (таблица).

Параметр шпинделя		Величина линейных скоростей, ускорений, времени соударения и силы удара дольки хлопка об ячейку				
частота вращения, $\omega_{ш}, c^{-1}$	диаметр, $d_{ш} \cdot 10^3, м$	$V_0, м/с$	$t_{\kappa} \cdot 10^3, с$	$V_{\kappa}, м/с$	$P_{\Delta \kappa}, Н$	$-\ddot{r}_{\kappa}, м/с^2$
83,73	24,0	3,38	3,51	3,98	1,13	105,01
	29,5	3,94		4,65	1,32	122,66
	33,5	4,34		5,12	1,46	135,78
104,67	24,0	4,24	2,80	5,00	1,78	107,25
	29,5	4,93		5,81	2,07	124,72
	33,5	5,43		6,40	2,28	137,38
125,5	24,0	5,16	2,36	6,09	2,58	111,37
	29,5	6,01		7,09	3,00	129,56
	33,5	6,62		7,81	3,31	142,88
146,53	24,0	5,93	2,00	6,99	3,49	108,69
	29,5	6,90		8,13	4,06	126,43
	33,5	7,61		8,97	4,48	139,52
167,47	24,0	6,78	1,75	7,99	4,56	109,34
	29,5	7,88		9,29	5,3	127,10
	33,5	8,67		10,22	5,84	140,05
188,4	24,0	7,63	1,56	8,99	5,77	110,12
	29,5	8,87		10,46	6,7	127,87
	33,5	9,77		11,52	7,38	140,85

Таким образом, с увеличением диаметра и частоты вращения шпинделя повышаются сила удара и скорость соударения свободного конца дольки хлопка с поверхностью ячейки поджимного барабана. Продолжительность времени соударения не зависит от диаметра шпинделя, однако с увеличением частоты вращения с 83,73 до 188,4 c^{-1} она сокращается приблизительно в 2,25 раза. Линейные ускорения $\ddot{r}_{\kappa}$ при повышении частоты вращения шпинделя с 83,73 до 125,5 c^{-1} возрастают и при $\omega_{ш} = 125,5 c^{-1}$ достигают своих наибольших (максимальных) значений, а в диапазоне частот 146,53 - 188,4 c^{-1} уменьшаются до значений 110,12 - 140,85 $м/с^2$. С увеличением диаметра шпинделя при постоянной частоте его вращения величина линейных ускорений дольки хлопка с сором в момент соударения возрастает приблизительно в 1,28 раз.

Список использованной литературы

1. А б л я л и м о в О.С. О скорости соударения дольки хлопка с ячейкой поджимного барабана // Механизация хлопководства. 1988. № 11. С. 14.
2. А б л я л и м о в О.С. Расчет силы удара дольки хлопка о ячейкой поджимного барабана // Механизация хлопководства. 1988. № 12. С. 17.

УДК 621.01

Ш.У.Рахматкариев

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СЕМЯОТВО-
ДЯЩИХ ИГЛ

Один из нерешенных вопросов в работе многоваличного джина — отвод семян из рабочей зоны. Валичные джины с вертикально установленными рабочими валиками характеризуются многократным прохождением летучками рабочих зон. При этом важно не только обеспечить хорошее волокноотделение, но и своевременный отвод семян от рабочей зоны. Испытание стеновой установки с новым отбойным органом позволило установить, что при плохом отводе семян, вызванной установкой семяотводящих щелей под тупым углом к радиусу движения, образуются комки из семян и летучек, перекрывающие рабочие зоны и способствующие образованию забоев. Для ликвидации этого недостатка с учетом того, что летучки и оголенные семена движутся по кругу, семяотводящие щели выполнены в виде круглых окон $\phi 12$ мм с прямоугольным сечением в местах начала вылета, плавно переходящих в полуокружность внутренней стороны ограждений, расположенных в шахматном порядке по касательной к траектории движения. Такая форма окон позволяет наиболее быстро вывести семена наружу. Одновременно с этим для удаления из отверстий частично проджинированных летучек в тыльной стороне отбойных пластин выполнены иглы, установленные под некоторым углом вниз по отношению к горизонтальной плоскости для обеспечения съема с них летучек и поступления на поверхность нижних отбойных пластин.

Обоснуем угол установки игл. Для этого рассмотрим процесс, происходящий с летучками в момент захвата их иглом.

Иголки установлены за отбойными пластинами отбойного органа на расстоянии до 10 мм и не выступают за отбойные пластины. Такая установка игл позволяет, не задевая семян, проходящих в отведенные для них окна, захватывать не-проджинированные летучки и вынимать их из отверстий для отвода семян.

Однако движение захваченных иглами внутри ограждений летучек остается неизвестным, имеется опасность длительного движения летучек совместно с иглами и тем самым ухудшения процесса волокноотделения из-за отсутствия оброста не проджинированных летучек на нижележащие отбойные пластины.

В момент захвата летучек иглами движущаяся летучка, возможно, ударяется семенем о наружную часть ограды, при этом в зависимости от степени оголения она может получить сильный удар о преграду, вылететь во внутреннюю часть ограждений валичного джина, оторваться от стенки, потом под действием веса опуститься вниз, затем под влиянием центробежной силы опять пристать к ограждению и двигаться вдоль него.

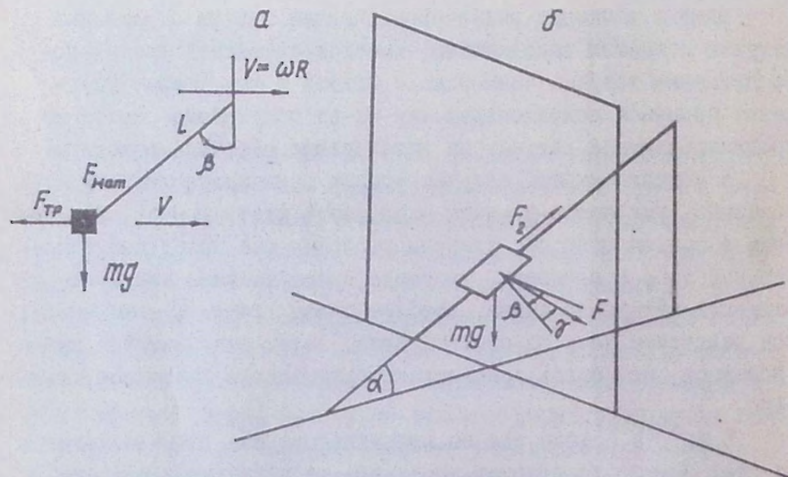
В другом случае еще не проджинированная летучка может за счет упругости волокон выступать из углубления и очень мягко, почти без удара, последовать за иглой, прижимаясь к ограждению и образуя при этом угол $90^\circ - \beta$ с горизонтальной плоскостью.

Вариант отрыва летучек с иглы мы не будем исследовать, так как, оторвавшись с иглы, летучка падает на поверхность отбойных пластин.

Рассмотрим случай, когда летучка следует за иглой. Предположим, что в результате захвата иглой летучка движется с ней в установившемся режиме с постоянной окружной скоростью и углом наклона к вертикальной прямой, равном β . При этом имеются следующие две статические задачи (Лойцанский, Лурье, 1955):

1. Даны: R — радиус закрепления волокон летучки на игле; ω — угловая скорость отбойного органа с иглами; m — масса летучки; l — длина волокон летучки от точки захвата

до центра летучки; f_1 — коэффициент трения семени летучки об ограждение. Схема сил, действующих на иглу, несущую летучку с постоянной угловой скоростью, приведена на рисунке, а. Требуется определить силы реакции в точке подвески.



2. Даны силы реакции в точке подвески (в поступательной паре игла — волокна летучки) и коэффициент трения f_2 в ней, требуется определить α — угол наклона оси в поступательной паре, при котором имеет место равновесное состояние летучки (рисунок, б).

Решение I-й задачи.

Угол β определяется из выражения

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{F_t}{mg} = \frac{f \cdot F_n}{mg}; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{f \omega^2 R}{g}.$$

Сила натяжения

$$P_{нат} = \sqrt{F_t^2 + (mg)^2}.$$

Решение 2-й задачи.

При радиально с наклоном установленной иглой стягивание летучки происходит только за счет сил веса летучек, проекция которых на иглолку даст составляющую $F_{стг} = mg \sin \alpha$. Приравняв ее с силой трения волокон по игле, получим условия равновесия летучки

$$f_2 \sqrt{F_{тр}^2 + (mg)^2} = mg \sin \alpha$$

или

$$f_2 \sqrt{(f_1 \omega^2 R)^2 + g^2} = g \sin \alpha.$$

При заданных параметрах α схода летучек находится из условия

$$\alpha > \arcsin f_2 \sqrt{\left(\frac{f_1 \omega^2 R}{g}\right)^2 + 1}.$$

С установкой иглолок со сдвигом из конца на $< \gamma$ в направлении движения необходимо увеличение угла наклона угла для обеспечения снятия летучек.

В этом случае сила натяжения равна

$$P_{нат} = \sqrt{F_t^2 + (mg)^2} \cos \gamma.$$

Она создает дополнительную составляющую натяжения, на- низывающую летучку на иглолки при положительном и снимающую при отрицательном угле.

Стягивающая сила в этом случае равна

$$\sqrt{F_{тр}^2 + (mg)^2} (f_2 \cos \gamma + \sin \gamma) = mg \sin \alpha.$$

Угол схода

$$\alpha > \arcsin \sqrt{\left(\frac{f_1 \omega^2 R}{g}\right)^2 + 1} (f_2 \cos \gamma \pm \sin \gamma).$$

Подставим численные значения

$$R = 300 \text{ мм}, \quad \ell = 20 \text{ мм}, \quad m = 0,16, \quad n = 108 \text{ об/мин}, \\ f = 0,3, \quad \gamma = 20^\circ, \quad f_2 = 0,1, \quad \omega = 11,3 \text{ 1/сек.}$$

При

$$\begin{aligned} \gamma &= 20^\circ & \alpha &= 42,2^\circ, \\ \gamma &= 0^\circ & \alpha &= 8,8^\circ, \\ \gamma &= -20^\circ & \alpha &= -22,45^\circ, \\ \operatorname{tg} \beta &= 1,17 & \beta &= 53,98^\circ. \end{aligned}$$

В задачу экспериментального исследования работоспособности иглодок входило изучение влияния угла установки иглодок на процесс захвата и сброса непроджинированных летучек с "карманов" семяотводящих окон, а также эффективности их использования при рабочих режимах отбойного органа.

Эксперимент проведен на стенде многовального джина с отбойным органом, имеющим шевронно установленные лопасти и содержащим иглодки, установленные с шагом 25 мм на тыльной стороне отбойных пластин, осуществляющих джинирование подъемом летучек вверх относительно неподвижного ножа. Угол установки β иглодок $50-90^\circ$. Из-за наличия угла наклона отбойных пластин, равного 40° к направлению движения, а также параллельного установления иглодок относительно отбойных пластин все иглодки одновременно с наклоном на угол α получали наклон угла γ в направлении движения. При проведении испытаний для визуального наблюдения процесса сброса и сброса летучек одна из трех стенок ограждения стенда была заменена на прозрачную из оргстекла, через которую наблюдали за движением летучек в зоне ограждения.

Установлено, что летучки действительно движутся за иглолками, установленными с нулевыми углом наклона " α " и с некоторым углом наклона " β ". При других углах наклона в зависимости от их величины раньше либо позже летучки соскальзывают с иглодок и падают на поверхность отбойных пластин. При замедлении движения отбойного органа летучки, зацепившиеся за иглы с "0" углом наклона α , постепенно опускаются и движутся почти вертикально до остановки.

В процессе работы оголенные семена отводятся через отверстия интенсивно и без задержки. При этом через отверстия проходят только оголенные семена, а неоголенные и частично оголенные захватываются иглами и сбрасываются на поверхность нижележащих пластин.

Выявлено, что установка игл с положительным углом γ нецелесообразна, так как иглы, имеющие большой угол наклона " γ " в направлении движения, накалывают на себя оголенные семена и летучки, которые впоследствии не снимаются с иглодок. Таким образом, иглодки с наколотыми на них семенами становятся неработоспособными.

В связи с хорошим захватом и сбрасыванием летучек с иглодок при $\gamma = 0^\circ$, $\alpha > 8,8^\circ$, $\ell = 20$ мм и полным обеспечением сброса летучек с карманов, а также сложностью изготовления отбойных органов с различным количеством игл на отбойных лопастях эксперимент с различным количеством иглодок для уточнения оптимального их количества не проводился.

Таким образом, для отвода летучек из рабочей зоны необходимо делать отверстия по касательной к траектории движения с шириной квадратного паза 12 мм на расстоянии 10 мм друг от друга по высоте. Отвод непроджинированных летучек можно осуществить иглами, установленными с задней стороны отбойных пластин с шагом 20 мм так, чтобы они не выступали за отбойные пластины. Получено соотношение, позволяющее выбирать углы установки иглодок.

УДК 631.358:633.511

А.Махатов, М.Т.Ташболтаев

К ОПТИМИЗАЦИИ МАКСИМАЛЬНОГО ПРЕДЕЛА ПОЛНОТЫ
СБОРА ХЛОПКОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Один из основных показателей работы хлопкоуборочной машины — полнота сбора хлопка [1]. Предложено много технических и технологических решений, направленных на повышение этого показателя. Однако допустимое значение полноты сбора хлопка хлопкоуборочной машиной до сих пор научно не обосновано.

В результате лабораторно-полевых опытов обнаружено снижение качества хлопкового волокна при полноте сбора свыше 90% [2]. Кроме того, нами установлено, что попытки увеличения полноты сбора могут снизить стабильность работы машины и увеличить потери незрелых коробочек. Максимальной полноты Π сбора хлопка-сырца можно достичь при повышенной раскрытости ρ коробочек и узких ширинах ℓ рабочей щели между поверхностями парноработающих шпиндельных барабанов [3], т.е.

$$\Pi = \Pi(\rho, \ell). \quad (1)$$

С другой стороны, параметр ρ положительно влияет на степень поврежденности растений Y_1 (в частности, на обивание незрелых коробочек) и показатель стабильности работы Y_2 хлопкоуборочной машины и отрицательно — на качество Y_3 бункерного хлопка-сырца [3]. Здесь наблюдается функциональная зависимость

$$\rho = \rho(Y_1, Y_2, Y_3). \quad (2)$$

Чрезмерное уменьшение размеров ℓ ширины рабочей щели также снижает показатели Y_1 , Y_2 и Y_3 , т.е.

$$\ell = \ell(Y_1, Y_2, Y_3). \quad (3)$$

Подставив (2), (3) в (1), получим

$$\Pi = \Pi[\rho(Y_1, Y_2, Y_3), \ell(Y_1, Y_2, Y_3)] \quad (4)$$

или

$$\Pi = \Pi(\rho, \ell, Y_1, Y_2, Y_3).$$

Поставим оптимизационную задачу обеспечения максимальной полноты сбора хлопка за один проход агрегата при соблюдении следующих ограничений: раскрытие коробочек $\leq b_1$, %; ширина рабочей щели $\leq b_2$, мм; потери незрелых коробочек $\leq b_3$, шт/м; качество бункерного хлопка не ниже исходного $\geq b_4$ и стабильность работы машины $\geq b_5$, ч.

Для решения этой задачи проведем i количество опытов по 3 повторности каждый, т.е. всего 3 i ($i = \overline{1, 5}$). Например, на первом опыте ширину рабочей щели a_{21} выберем по проценту a_{11} раскрытия коробочек и в результате обработки полученных данных установим число событий незрелых коробочек a_{31} , качество бункерного хлопка a_{41} , время a_{51} стабильной работы машины и полноту сбора хлопка Π_1 . Продолжив в такой же последовательности опыты, получим Π_i значений полноты сбора хлопка-сырца (таблица). На основе данных этой таблицы составим систему неравенств

Параметр	Ограничение	Номер опыта				
		x_1	x_2	x_3	x_4	x_5
ρ	b_1	a_{11}	a_{12}	a_{13}	a_{14}	a_{15}
ℓ	b_2	a_{21}	a_{22}	a_{23}	a_{24}	a_{25}
Y_1	b_3	a_{31}	a_{32}	a_{33}	a_{34}	a_{35}
Y_2	b_4	a_{41}	a_{42}	a_{43}	a_{44}	a_{45}
Y_3	b_5	a_{51}	a_{52}	a_{53}	a_{54}	a_{55}
Π_i		Π_1	Π_2	Π_3	Π_4	Π_5

$$a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + a_{13}x_3 + a_{14}x_4 + a_{15}x_5 \leq b_1;$$

$$a_{21}x_1 + a_{22}x_2 + a_{23}x_3 + a_{24}x_4 + a_{25}x_5 \leq b_2;$$

$$a_{31}x_1 + a_{32}x_2 + a_{33}x_3 + a_{34}x_4 + a_{35}x_5 \leq b_3; \quad (5)$$

$$a_{41}x_1 + a_{42}x_2 + a_{43}x_3 + a_{44}x_4 + a_{45}x_5 \geq b_4;$$

$$a_{51}x_1 + a_{52}x_2 + a_{53}x_3 + a_{54}x_4 + a_{55}x_5 \geq b_5$$

и функционал полноты сбора

$$Z = c_1x_1 + c_2x_2 + c_3x_3 + c_4x_4 + c_5x_5. \quad (6)$$

Выражения (5) и (6) можно представить так:

$$\sum a_{ji}x_i \leq \sum b_i, \quad (5^I)$$

$$Z = \sum c_i x_i, \quad j, i = \overline{1, 5}. \quad (6^I)$$

Нас интересует такое решение системы (5^I) , при котором функционал (6^I) достигает максимума. Система (5^I) легко решается методом Симплекса [4], т.к. $j=i$ (т.е. число неизвестных равно числу уравнений). Пусть в результате решения системы (5^I) получены $x_i = s_i$ корни, при которых достигается $Z_{\max} = S$. Обсуждение результатов решения в этом случае будет выглядеть так. При проценте $x_1 = s_1$ ($0 < s_1 \leq b_1$) раскрытие коробочек и ширина рабочей щели $x_2 = s_2$ ($0 < s_2 \leq b_2$) могут достигать предельной полноты $Z_{\max} = S$ сбора хлопка; но при этом количество потерь незрелых коробочек $x_3 = s_3$ ($0 < s_3 \leq b_3$), сорт бункерного хлопка $x_4 = s_4$ ($s_4 \geq b_4$), а время стабильной работы машины $x_5 = s_5$ ($s_5 \geq b_5$). Для достижения окончательного результата необходимо обработать массивы чисел, полученные в стендовых и лабораторно-полевых условиях с помощью специально созданной полевой установки уборочно-го аппарата с регулируемой полнотой сбора.

Список использованной литературы

1. ГОСТ 22587-85. Машины хлопкоуборочные. Общие технические требования. М.: Изд-во стандартов, 1985. 6 с.
2. Горн В.Н., Шагиев Н.А. Влияние полноты сбора вертикально-шпиндельными аппаратами на качество волокна // Механизация хлопководства. 1987. № II. С.12-13.
3. Горн В.Н., Шагиев Н.А. Влияние степени раскрытия коробочки на качество хлопка-сырца машинного сбора // Механизация хлопководства. 1987. № IO. С.12-13.
4. Юдин Д.Б., Гольштейн Е.Г. Линейное программирование. М.: Наука, 1969. 424 с.

Кит 2

УДК 621.01

Ш.У.Рахматкариев, А.И.Ибрагимов

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ВАЛИКА ВАЛИЧНОГО ДЖИНА ДВ-1М

Для поддержания стабильных технологических показателей валичного джина — производительности, качества волокна и дроблености семян необходима оптимальная окружная скорость рабочего валика. Вопросы стабильности работы джинов рассмотрены в работах [1-3], где исследованы скоростные режимы отбойного органа и рабочего валика валичного джина.

Мы исследовали влияние соотношений скоростных режимов работы рабочего и отбойного валиков на технологические показатели валичного джина. Число оборотов рабочих валиков отечественных валичных джинов равно 260 об/мин, диаметр поперечного сечения — 190 мм, начальная окружная скорость — 2,56 м/с, окружная скорость отбойного органа — 3,4 м/с [4]. При дженировании поверхность рабочего валика изнашивается, его диаметр уменьшается и соответственно окружная скорость снижается до 1,49 м/с. Экспериментальные исследования работы валичных джинов в заводских условиях показали, что на осуществляемых режимах работы хорошие технологические показатели достигаются при диаметре рабочего валика 160 мм и окружной скорости 2,18 м/с. При всех других диаметрах рабочего валика дробленость семян увеличивается и качество волокна ухудшается за счет рассогласования соотношения скоростей между отбойным и рабочим валиком [5].

Для обеспечения стабильных технологических показателей джина нами разработан привод для машин с множеством быстроизнашиваемых рабочих органов (либо для множества однотипных машин с одним быстроизнашиваемым рабочим органом) за счет поддержания рациональных соотношений окружной скорости меж-

ду отбойным и рабочим валиками. Это достигается за счет установки на машине с множеством быстроизнашиваемых рабочих валиков ведомых шкивов различных диаметров, размер которых изменяется от одного рабочего органа к другому. При этом изнашиваемые органы по мере износа переставляются на привод с меньшим ведомым шкивом. Например, в четырехваличном джине можно устанавливать шкивы рабочих валиков диаметром 160, 152, 138 и 125 мм, на которые устанавливаются соответственно валики с диаметрами 190-175, 175-158, 158-140 и 140-120 мм.

Аналогичная процедура может быть произведена на поточной линии с множеством однотипных машин с одним рабочим валиком. Так, на 48-длинном валичном цехе можно установить ведущие шкивы с диаметрами 135, 150, 160 и 175 мм для диапазонов диаметра рабочих валиков 190-174, 174-155, 155-135 и 135-110 мм, соответственно на 1-3 машинах каждой из 4 линии — 135 мм, на 4 — 6 следующих — 150 мм, 7-9 — 160 мм, 10-12 — 175 мм.

За счет различного передаточного отношения окружная скорость рабочих валиков поддерживается на уровне, близком к 2,1-2,2 м/с, вследствие чего обеспечиваются стабильные технологические показатели джинов. Особенность рабочего валика валичных джинов — наличие уличных канавок глубиной 5-6 мм. При износе этих канавок рабочий валик снимается на переточку и нарезку уличных канавок. Таким образом, после переточки на новый размер рабочий валик можно переставлять на другое место, имеющее более высокую угловую скорость.

Диапазон изменения окружных скоростей должен быть близким к оптимальной скорости. Например, в валичном джине ДВ-1М рабочий валик диаметром 110 мм, на котором уже не работают из-за малой производительности и низкого качества волокна и семян, обеспечивает высокие технологические показатели при окружной скорости 1,43 м/с, а не 2,1-2,2 м/с, в то время как у серийных машин окружная скорость его равна 1,7 м/с. Различные диаметры рабочих валиков при постоянной окружной скорости изнашиваются за различное время:

о уменьшении диаметра время износа уменьшается. Поэтому встает вопрос о выборе оптимальных диапазонов диаметров рабочих валиков, которые необходимо ставить на каждый из ведущих шкивов.

Расчеты позволили обосновать соотношения, при которых рабочий орган на всех приводах многовального джина (или на всех джинах поточной линии, имеющей по одному рабочему органу) будет изнашиваться за одинаковое время. Эти соотношения для 2, 4, 8, 16 рабочих органов можно определить из выражения

$$\frac{R_{max}^2 + R_{min}^2}{2} = R_d^2$$

(R_{max}, R_{min}, R_d - радиусы рабочих валиков соответственно максимальный, минимальный и искомый, при котором валик необходимо переставлять с одного шкива на другой).

Для 3, 6, 12 валичных джинов радиус разделов определяется из соотношений

$$R_2 = \frac{2}{3} \left(R_1^2 + \frac{R_4^2}{2} \right),$$

$$R_3 = \frac{2}{3} \left(R_4^2 + \frac{R_1^2}{2} \right).$$

Диаметр ведомого шкива выбирается из расчета, чтобы на диаметре рабочего валика, соответствующем среднему размеру в интервале диаметров

$$D_{cp} = \frac{D_{max} + D_{px}}{2}$$

(D_{max}, D_{px} - максимальный и промежуточный диаметры ра-

бочего органа), окружная скорость рабочего органа соответствовала оптимальной, при которой обеспечиваются наилучшие технологические показатели джина.

Общая зависимость для определения диапазона радиусов рабочих валиков, которые можно устанавливать на каждое из установочных мест рабочей машины с любым количеством однотипных быстроизнашиваемых валиков, имеет вид.

$$(R_1^2 - R_2^2) = (R_2^2 - R_3^2) = (R_3^2 - R_4^2) = \dots = (R_n^2 - R_{n+1}^2)$$

($R_1, R_2, R_3, R_4, \dots, R_n$ - радиусы его органа, расположенные в порядке убывания при износе).

В результате исследований найдены соотношения для выбора оптимальных диапазонов рабочих валиков, которые необходимо устанавливать на каждый из различных ведущих шкивов, диаметры которых выбираются по приведенным соотношениям. Установлено, что, используя на производстве рабочие валики диаметром до 110 мм, можно получить хорошие технологические показатели и одновременно экономить дорогостоящий материал рабочего валика.

Список использованной литературы

1. Зияев К.Г., Рихсибаев Т., Рихсибаев А. Скоростной режим валичного джигирования // Хлопковая промышленность. Ташкент: УЗНИИТИ, 1980. № 3. С.15-16.
2. Узаков А.Э., Хафизов И.К. Влияние скоростного режима отбойного органа типа ДВМ на эффективность джигирования // Хлопковая промышленность. Ташкент: ЦНИИХПром, 1977. № 4. С.11-20.
3. Якубов Д., Тураев Ш.Т. Анализ работы валичных джинов ДВ-1М на Касанском хлопкозаводе // Хлопковая промышленность. Ташкент: УЗНИИТИ, 1985. № 4. С.17.
4. Паспорт валичного джина. Ташкент: Таштекстильмаш, 1985.
5. Усманходжаев Х.Х., Ибрагимов А.И., Рахматкариев Ш.У. Анализ работы джинов ДВ-1М // ДАН УзССР. 1988. № 10. С.14-15.

УДК 631.358.02

Х.Т.Туранов, Д.М.Мухамедов, Н.Г.Байбобоев

МЕХАНИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
КОЛЕБАНИЙ ШПИНДЕЛЬНЫХ БАРАБАНОВ ХЛОПКО-
УБОРОЧНЫХ МАШИН

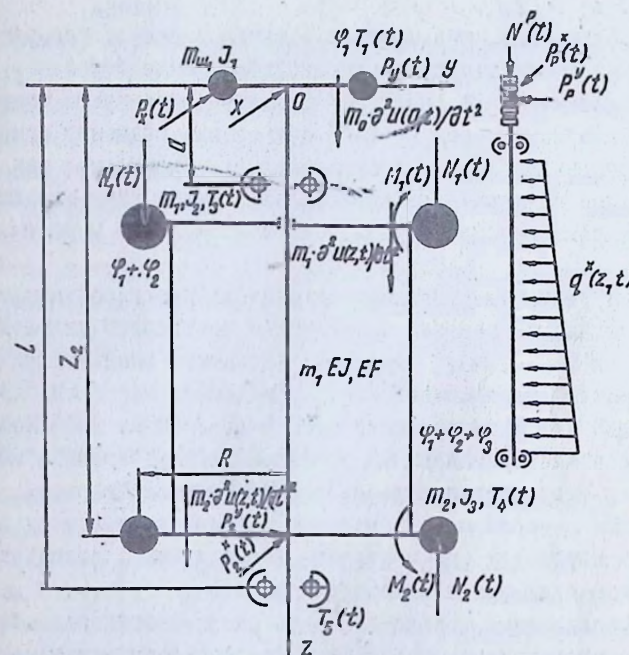
В хлопкоуборочных машинах применяются двухопорные валы с консолями для закрепления зубчатых колес и дополнительно на них устанавливаемыми деталями в виде верхних и нижних дисков, поджимных цилиндров, рабочих органов — шпинделей. Такой вид конструкции одноступенчато изменяет погонные массы и массовые моменты инерции по длине этих валов.

В процессе работы хлопкоуборочных машин валы шпиндельных барабанов совершают изгибные, продольные и крутильные колебания. Изгибные и крутильные колебания валов шпиндельных барабанов и съемников в упрощенном виде исследованы в [1]. Так, при анализе возбуждения изгибных колебаний этих валов в основу положено предположение постоянства изгибной жесткости и интенсивности моментов инерции по длине этих валов. Колебания анализируются без учета масс дополнительно устанавливаемых деталей и влияния продольных нагрузок на изгибные колебания валов.

Рассмотрим аналитические методы описания только изгибных колебаний валов шпиндельных барабанов, позволяющие производить динамические расчеты на прочность.

Основные допущения и вывод уравнений изгибных колебаний шпиндельного барабана. Принимаем исходную расчетную схему в виде вала с постоянной погонной массой m (рис. 1), расположенного на двух абсолютно жестких опорах и имеющего на консольной части сосредоточенную массу $m_{ш}$ с моментами инерции $J_{ш}$, эквивалентную массе приводного зубчатого колеса. Обозначим жесткость вала на изгиб че-

рез EJ , модуль упругости — E , момент инерции площади поперечного сечения вала — J , суммарную массу верхнего диска, шпинделей и поджимного цилиндра — m_1 и массу нижнего диска — m_2 , длину консольной части вала — a , координаты расположения верхнего и нижнего дисков — x_1, x_2 , длину вала — l .



Расчетная эквивалентная схема для вывода уравнений колебаний вала шпиндельного барабана.

Уравнение движения составим в подвижной системе координат, связанной с валом, начальное положение которой выбрано для неподвижного состояния вала XUZ . Начало координат поместим в начале консольного участка при недеформированном вале, ось OZ направим вертикально вниз по

линии опор, OX и OY — перпендикулярно к оси OZ , причем OY , направленная по радиусу барабана, совпадает с направлением вектора скорости движения машин. При этом на обобщенные координаты возьмем отклонения какого-либо сечения вала от положения равновесия в подвижной системе координат в момент времени t — соответственно $X(Z, t)$ и $Y(Z, t)$.

Предположим, что наличие зазоров в нижних опорах шпинделей не дает сопротивления изгибу вала барабана. Процесс колебаний вала будем рассматривать без учета сопротивления колебаниям среды [2-4] и инерции вращения вокруг осей, перпендикулярных к плоскости колебания, так как поперечные размеры вала значительно меньше, чем его длина. Инерцию поворота дисков и их гироскопические моменты опустим.

Без учета инерционности двигателя трактора допустим, что шпиндельный барабан вращается с постоянной угловой скоростью $\omega = \text{const}$, так как результаты многолетних экспериментальных исследований, проведенных кафедрой "Детали машин" ТаШИИТа совместно с ГСКБ по машинам для хлопководства в эксплуатационных условиях хлопкоуборочных машин, показали несущественность колебаний угловой скорости. Расположение центров масс отдельных сечений вала при их изгибных колебаниях будем считать совпадающим с линией нейтрального слоя при изгибе этого вала.

Предположим, что на вал барабана в местах расположения сосредоточенных масс действуют сосредоточенные нагрузки в виде $P(t)$ и $M(t)$, изменяющиеся по закону

$$\bar{N}(t) = \sum_{n=0}^{n_1} \bar{f}_n (\bar{N}_n, \bar{L}_n). \quad (I)$$

где $\bar{N}_0$ — вектор среднего во времени значения нагрузки, соответствующих постоянным составляющим P^x, P^y и M^x, M^y ,

$N_n (n \neq 0)$ — вектор амплитуды n -й гармоники нагруз-

зок, соответствующих амплитудным значениям

$$P_n^x, P_n^y \text{ и } M_n^x, M_n^y;$$

$n = 1, \dots, n_1$ — номер учитываемых гармоник;

ω — круговая частота составляющих внешних нагрузок;

$\bar{L}_n = \{ \cos n \omega t, \sin n \omega t \}$ — орт., соответствующий n -й гармонике.

Причины возникновения указанных нагрузок заключаются в следующем. За каждый оборот вала шпиндельного барабана шпиндель два раза меняет направление своего вращения и соприкасается с механизмами привода. Верхние и нижние опоры шпинделей нагружаются радиальными и продольными динамическими нагрузками, возникающими от взаимодействия шпинделей с кустами хлопчатника в виде P_k^t и $N_k(t)$, съемниками хлопка в виде $g(Z, t)$, обусловливаемыми также колебаниями механизмов привода шпинделей в виде $P_p(t), N^p(t)$ и $P_{pk}(t), N_{pk}(t)$. Все эти нагрузки в виде $P_i(t), P_z(t)$ и $N_z(t), M_z(t)$ через верхние и нижние диски передаются на вал и опоры шпиндельного барабана. Кроме того, на нижний диск действуют периодические нагрузки $N_2(t)$ и $M_2(t)$, возникающие от соприкосновения его с выступами почвы и кустами хлопчатника.

Полагаем, что все сечения вала вдоль оси OZ нагружены некоторой постоянной силой G , вычисляемой средним значением от силы тяжести шпиндельного барабана.

На основании принятой расчетной схемы и основных допущений можно записать выражения [1, 5, II]

— кинетической энергии вала барабана

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l m \left[\left(\frac{\partial x}{\partial t} + \omega y \right)^2 + \left(\frac{\partial y}{\partial t} - \omega x \right)^2 \right] dZ, \quad (2)$$

— потенциальной энергии упругой деформации вала барабана

$$U_x = \frac{1}{2} \int_0^l EY \left[\left(\frac{\partial^2 x}{\partial Z^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 y}{\partial Z^2} \right)^2 \right] dZ, \quad (3)$$

-потенциальной энергии растяжения (сжатия) от продольной силы $G(Z, t) = Q$

$$P_2 = \frac{1}{2} \int_0^L G(Z, t) \left[\left(\frac{\partial X}{\partial Z} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial Z} \right)^2 \right] dZ. \quad (4)$$

Для составления уравнения колебаний используем вариационный принцип Гамильтона-Остроградского [6], сущность которого сводится к необходимому условию $\delta S = 0$ экстремума интеграла

$$S = \int_{t_0}^{t_1} (T - P_1 - P_2) dt = \int_{t_0}^{t_1} \int_0^L \left\{ m \left(\frac{\partial X}{\partial t} + \omega y \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial t} - \omega x \right)^2 \right\} - \\ - EJ \left[\left(\frac{\partial^2 X}{\partial Z^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 Y}{\partial Z^2} \right)^2 \right] - G(Z, t) \left[\left(\frac{\partial X}{\partial Z} \right)^2 + \left(\frac{\partial Y}{\partial Z} \right)^2 \right] \} dZ dt. \quad (5)$$

Используя уравнение Эйлера по отношению экстремума функционала [5, 7], получим уравнение колебаний вала. При этом для правой части уравнения колебаний учтем то, что вал барабана опирается на жесткие опоры и на нем установлены верхние и нижние диски с массами m_ν ($\nu = 1, 2$), через которые на него действуют следующие силы в виде сосредоточенных сил и моментов: со стороны верхней опоры реакции A_x и A_y и со стороны верхних и нижних дисков на вал внешние сосредоточенные силы, моменты и силы инерции $P_\nu^x(t)$, $P_\nu^y(t)$,

$$M_\nu^x(t), M_\nu^y(t) \text{ и}$$

$$m_\nu \frac{\partial^2 x(Z, t)}{\partial t^2}, m_\nu \frac{\partial^2 y(Z, t)}{\partial t^2}.$$

Исходя из этого, для упрощения вывода в дифференциальных уравнениях, описывающих колебания (изгибные) вала, сосредоточенные силы и моменты будем учитывать с помощью δ - функции Дирака и ее производной.

В соответствии с этим уравнение изгибных колебаний вала представим в векторном виде

$$m \left(\frac{\partial^2 \vec{r}(Z, t)}{\partial t^2} - \omega^2 \vec{r}(Z, t) + 2\omega \frac{\partial \vec{S}(Z, t)}{\partial t} \right) - \\ - G \frac{\partial^2 \vec{r}(Z, t)}{\partial Z^2} + EJ \frac{\partial^4 \vec{r}(Z, t)}{\partial Z^4} = -A \delta_1(Z-a) + \sum_{\nu=1}^2 (\vec{P}_\nu(t) - \\ - m_\nu \frac{\partial^2 \vec{r}(Z, t)}{\partial t^2}) \delta_1(Z-Z_\nu) - \sum_{\nu=1}^2 \vec{M}_\nu(t) \delta_2(Z-Z_\nu), \quad (6)$$

где $\vec{r}(Z, t) = \{x(Z, t), y(Z, t)\}$ - вектор, характеризующий изгиб вала при колебаниях; $\vec{S}(Z, t) = \oint (\vec{r}(Z, t)) = \{y(Z, t), x(Z, t)\}$ - вектор, симметричный

относительно прямой биссектрисы первого координатного угла; $\vec{A} = \{A_x, A_y\}$ - векторная функция скалярных переменных (нагрузок на верхнюю опору A).

Полученное уравнение колебаний вала при постоянной $\vec{M}_\nu(t)$ в общем случае образует систему линейных неоднородных дифференциальных уравнений четвертого порядка в частных производных с постоянными коэффициентами.

Решение уравнения изгибных колебаний вала сплошного барабана. Внешние нагрузки в общем случае представлены нами состоящими из постоянных и переменных составляющих. Поэтому приближенное решение уравнения (6) ищем в форме, соответствующей характеру изменения внешней нагрузки:

$$\vec{r}(Z, t) = \sum_{n=0}^{n_1} \vec{\varphi}(\vec{R}_n(Z), \vec{P}_n). \quad (7)$$

Здесь $\vec{R}_0(z)$ - вектор амплитудных функций от действия постоянных составляющих внешних нагрузок;

$\vec{R}_n(z) (n \neq 0)$ - вектор амплитудных функций n -й гармоники внешних нагрузок; $\vec{e}_n = \{\cos n \omega t, \sin n \omega t\}$ - орт, соответствующий n -й гармонике; n - номер последней учитываемой гармоники.

Выбор функции прогиба вала в виде суммы отдельных гармоник угловой скорости объясняется тем, что закономерности динамического нагружения вала в течение каждого оборота барабана, как показали результаты экспериментальных исследований, проведенных в эксплуатационных условиях хлопкоуборочной машины, близки к периодическим.

Собственные колебания вала опустим и ограничимся только рассмотрением вынужденных колебаний, поэтому начальные производные данные для решения не задаются.

Граничные условия задачи для сечения вала при $z = 0$ оставляют

$$\begin{aligned} EY \frac{\partial^2 \vec{r}(z,t)}{\partial z^2} \Big|_{z=0} &= J_1 \frac{\partial^3 \vec{r}(z,t)}{\partial t^2 \partial z} \Big|_{z=0}; \\ EY \frac{\partial^3 \vec{r}(z,t)}{\partial z^3} \Big|_{z=0} &= \vec{P}(t) - m_{ш} \frac{\partial^2 \vec{r}(z,t)}{\partial t^2} \Big|_{z=0}. \end{aligned} \quad (8)$$

Граничные условия задачи для сечения вала при $z = l$

$$\vec{B} = EY \frac{\partial^3 \vec{r}(z,t)}{\partial z^3} \Big|_{z=l}; \quad EY \frac{\partial^2 \vec{r}(z,t)}{\partial z^2} \Big|_{z=l} = 0, \quad (9)$$

где $\vec{B} = \{B_x, B_y\}$ - векторные функции скалярных переменных (нагрузок на нижнюю опору В).

Подставив принятый ряд [7] (6), после выполнения элементарных математических преобразований получим выражение амплитудных функций от постоянной составляющей нагрузок

$$\vec{R}_0''(z) - \frac{G}{EY} \vec{R}_0''(z) - \omega^2 \frac{m}{EY} \vec{R}_0(z) =$$

$$= \frac{1}{EY} \left[-\vec{A} \delta_1(z-a) + \sum_{\nu=1}^2 (\vec{P}_{0\nu} \delta_1(z-z_\nu)) - \vec{M}_{0\nu} \delta_2(z-z_\nu) \right]. \quad (10)$$

Аналогично для амплитудной функции от n -й гармоники внешних нагрузок имеем

$$\begin{aligned} \vec{R}_n''(z) - \frac{G}{EY} \vec{R}_n''(z) - \omega^2 \frac{m}{EY} \vec{R}_n(z) + \\ + 2n\omega^2 \frac{m}{EY} \vec{S}_n(z) = \frac{1}{EY} \left\{ -\vec{A}_n \delta_1(z-a) + \sum_{\nu=1}^2 [(\vec{P}_n + \right. \\ \left. + m(n\omega)^2 \vec{R}_n(z) \delta_1(z-z_\nu) - \vec{M}_n \delta_2(z-z_\nu))] \right\}. \end{aligned} \quad (11)$$

Полученные дифференциальные уравнения (10) и (11) идентичны и представляют собой обыкновенные линейные дифференциальные уравнения четвертого порядка с постоянными коэффициентами. В правой части этих уравнений содержится δ - функция Дирака и ее производной.

Для решения полученных уравнений воспользуемся методом операционного исчисления с применением преобразования Лапласа [5, 8 - 10].

Решение дифференциальных уравнений колебаний от действия постоянных составляющих нагрузок. В [11] внешний вид уравнений по осям OX и OY идентичен, поэтому рассмотрим решение, например, только уравнения по оси OX .

Уравнение, определяющее амплитудные функции вала, согласно принятой методике имеет граничные условия

$$EY X_0''(0) = 0; \quad EY X_0'''(0) = P_0^x; \quad (12)$$

$$EJX_o''(l) = 0; \quad B_o^x = EJX_o'''(l). \quad (I3)$$

Изображения по Лапласу, входящие в уравнение [10], в функции координат имеют вид

$$X_o(z) \doteq \tilde{A}(p); \quad X_o'(z) \doteq p^2 A(p) - pX_o(0) - X_o'(0);$$

$$X_o''(z) \doteq p^4 A(p) - p^3 X_o(0) - p^2 X_o'(0) - X_o''(0); \quad \delta_l(z-a) \doteq e^{-pa};$$

$$\delta_l(z-z_v) \doteq e^{-pz_v};$$

$$\delta_l(z-z_v) \doteq p e^{-pz_v}$$

(p — комплексный параметр с положительной вещественной частью).

Из дифференциального уравнения [10] для операторных изображений получим алгебраическое уравнение

$$\left(p^4 - \frac{G}{EJ} p^2 - \omega^2 \frac{m}{EJ}\right) A(p) = p^3 A_4 + p^2 A_3 + p A_2 + A_1 + \frac{A_0}{EJ} e^{-pa} + \frac{1}{EJ} \sum_{v=1}^2 (B_v - B_2). \quad (I4)$$

Для решения полученной системы операторного изображения необходимо определить корни характеристического уравнения

$$\Delta = p^4 - \frac{G}{EJ} p^2 - \omega^2 \frac{m}{EJ} = 0. \quad (I5)$$

Данное характеристическое уравнение имеет две пары действительных корней

$$p_{1,2} = \pm \delta = \pm \left[\frac{G}{2EJ} + \frac{1}{2} \left(\frac{G^2}{(EJ)^2} + 4 \frac{m\omega^2}{EJ} \right)^{1/2} \right]^{1/2};$$

$$p_{3,4} = \pm i\epsilon = \pm \left[\frac{G}{2EJ} - \frac{1}{2} \left(\frac{G^2}{(EJ)^2} + 4 \frac{m\omega^2}{EJ} \right)^{1/2} \right]^{1/2}.$$

В отличие от [11] при сравнении значений $\frac{G}{2EJ}$ и $\frac{1}{2} \left(\frac{G^2}{(EJ)^2} + 4 \frac{m\omega^2}{EJ} \right)^{1/2}$ убеждаемся, что

$$\frac{G}{2EJ} < \frac{1}{2} \left(\frac{G^2}{(EJ)^2} + 4 \frac{m\omega^2}{EJ} \right)^{1/2},$$

поэтому $p_{3,4} = \pm i\epsilon$.

Таким образом, характеристическое уравнение (I5) можно разложить на множители

$$\Delta = \prod_{i=1}^4 (p - p_i). \quad (I6)$$

Следовательно, операторное решение уравнения (I5) можно записать в виде

$$A(p) = \sum_{k=1}^4 A_k p^{k-1} \frac{1}{\Delta} + \sum_{k=1}^2 B_k p^{k-1} \frac{1}{\Delta} e^{-pz_v} - \frac{A_0}{EJ} \frac{1}{\Delta} e^{-pa} \quad (I7)$$

(A_k и B_k — постоянные коэффициенты, выражаемые через значения искомых функций, и их производные для сечения ва-ла при $Z = 0$ и внешних нагрузках).

Коэффициенты A_k и B_k для функции $A(p)$ имеют вид

$$A_1 = \frac{G}{EJ} X_o'(0) - X_o'''(0); \quad A_2 = \frac{G}{EJ} X_o(0);$$

$$A_3 = X'_0(0); A_4 = X_0(0); B_1 = \frac{1}{E\gamma} \sum_{\nu=1}^2 P_{0\nu}^x; B_2 = -\frac{1}{E\gamma} \sum_{\nu=1}^2 M_{0\nu}^x.$$

Для отыскания оригинала выражения (17) необходимо найти оригинал от выражения $\frac{1}{\Delta}$.

Поскольку полученные корни (16) характеристического уравнения (15) простые и попарно сопряженные, то для нахождения оригинала изображения вида $\frac{1}{\Delta}$ используем вторую теорему разложения

$$\frac{1}{\Delta} \doteq \int_1(z) = \sum_{k=1}^4 \frac{A(P_k)}{B'(P_k)} e^{P_k z}. \quad (18)$$

Определим знаменатель этого выражения, для чего представим его в виде $B(p) = (p - P_1)(p - P_2)(p - P_3)(p - P_4)$.

Тогда знаменатель (18) от корня $A_k = b$ будет иметь вид (11)

$$B'(p) = 2P_1(P_1 - P_3)(P_1 - P_4) = 2b(b^2 - c^2).$$

Аналогично запишем знаменатель выражения (18)

от корня $P_2 = b$ в виде $B(p) = -2b(b^2 + c^2);$

от корня $P_3 = ic$ в виде $B'(P_3) = -2ic(b^2 + c^2);$

от корня $P_4 = -ic$ в виде $B'(P_4) = 2ic(b^2 + c^2).$

В связи с этим от попарно сопряженных корней $P_1, \dots, P_4$ найдем оригинал выражения $\frac{1}{\Delta}$, используя (18)

$$\frac{1}{\Delta} \doteq \int_1(z) = \sum_{k=1}^4 \frac{A(P_k)}{B'(P_k)} e^{P_k z} = \frac{1}{2(b^2 + c^2)} \left[\frac{1}{b}(e^{b^2 z} - e^{-b^2 z}) - \frac{1}{ic} e^{ic z} \right]$$

$$\times (e^{ic z} + e^{-ic z})] = \frac{1}{b^2 + c^2} \left(\frac{1}{b} \operatorname{sh} b z - \frac{1}{c} \sin c z \right). \quad (19)$$

Для нахождения оригиналов от изображений вида

$$\sum_{k=1}^4 P_k^{k-1} \frac{1}{\Delta} \quad \text{воспользуемся теоремой дифференцирования оригинала.}$$

В соответствии с этим имеем

$$P \frac{1}{\Delta} \doteq \int_2(z) = \frac{1}{b^2 + c^2} (ch b z - \cos c z); \quad (20)$$

$$P^2 \frac{1}{\Delta} \doteq \int_3(z) = \frac{1}{b^2 + c^2} (b \operatorname{sh} b z + c \sin c z); \quad (21)$$

$$P^3 \frac{1}{\Delta} \doteq \int_4(z) = \frac{1}{b^2 + c^2} (b^2 ch b z + c^2 \cos c z). \quad (22)$$

Оригиналы изображений вида $\frac{1}{\Delta} e^{-P\alpha}$, $\frac{1}{\Delta} e^{-P\gamma}$, $P \frac{1}{\Delta} e^{-P\alpha}$, $P \frac{1}{\Delta} e^{-P\gamma}$ определяются сдвигами соответственно функции $\int_2(z)$ и $\int_3(z)$ на α и γ .

Исходя из этого, общее решение уравнения (10) имеет вид

$$X_0(z) = \sum_{k=1}^4 A_k \int_k(z) + \sum_{k=1}^2 B_k \int_k(z - z_0) - \frac{A_0^x}{E\gamma} \int_1(z - a). \quad (23)$$

Начальный прогиб $X_0(0)$ и начальный угол поворота сечения $X'_0(0)$, определенные с использованием условий (13), имеют вид

$$X_0(0) = \frac{1}{\Delta} (dc - bD), \quad (24)$$

где

$$\Delta = d^2 - e f;$$

$$d = \frac{G}{Eg} f_4(l) + f_6(l);$$

$$f_6(l) = \frac{1}{b^2 + c^2} (b^4 \operatorname{ch} b l - c^4 \cos c l); \quad l = \frac{G}{Eg} f_3(l) + f_5(l);$$

$$f_5(l) = \frac{1}{b^2 + c^2} (b^3 \operatorname{sh} b l - c^3 \sin c l);$$

$$f = \frac{G}{Eg} f_5(l) + f_7(l); \quad f_7(l) = \frac{1}{b^2 + c^2} (b^2 \operatorname{sh} b l + c^2 \sin c l);$$

$$c = X_o'''(0) f_3(l) - \frac{1}{Eg} \sum_{\gamma=1}^2 (P_{o\gamma}^x f_3(l - Z_\gamma)) - M_{o\gamma}^x f_4(l - Z_\gamma) + \frac{A_o}{Eg} f_3(l - a);$$

$$D = \frac{B_o}{Eg} + X_o'''(0) f_4(l) - \frac{1}{Eg} \sum_{\gamma=1}^2 (P_{o\gamma}^x f_4(l - Z_\gamma)) -$$

$$- M_{o\gamma}^x f_5(l - Z_\gamma) + \frac{A_o}{Eg} f_4(l - a).$$

Функции $f_i(l - Z_\gamma) (i=3, 4, 5)$ и $f_i(l - a) (i=3, 4)$ определяются смещениями соответствующих функций $f_i(l)$ на Z_γ и a

$$X_o'(0) = \frac{1}{\Delta} (dD - fc). \quad (25)$$

Имея (24), нетрудно получить нагружение опор и вала в любых сечениях от действия постоянных составляющих нагрузок. Вид для решения уравнения $Y_o(Z)$ такой же, как для уравнения (10), с той лишь разницей, что в выражениях (24) и (25) вместо $X_o(0)$, $X_o'(0)$, $X_o'''(0)$, $P_{o\gamma}^x$ и $M_{o\gamma}^x$ следует записать

$$Y_o(0), Y_o'(0), Y_o'''(0), P_{o\gamma}^y \text{ и } M_{o\gamma}^y.$$

Таким образом, в результате механико-математического моделирования шпиндельного барабана хлопкоуборочной машины как колебательной системы получены конкретные формулы для выполнения динамических расчетов по определению конструктивных параметров этого барабана на стадии проектирования. При этом необходимо проведение экспериментальных исследований по установлению общих закономерностей и определению числовых значений радиальных нагрузок на опоры и изгибающих и крутящих моментов в различных сечениях вала по его длине, возникающих от колебаний присоединенных к валу масс вследствие конструктивных особенностей барабана, воздействия кустов хлопчатника и периодического соударения нижнего диска с выступами почвы.

Список использованной литературы

1. Г л у щ е н к о А.Д. Исследование динамических процессов в основных узлах уборочных аппаратов вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных машин. Дис. ... докт. техн. наук. Ташкент, 1970. 323 с.
2. К о ж е в н и к о в С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. Киев.: Изд-во АН УССР, 1961. 160 с.
3. К р и в о р о т о в С.Н. Исследование переходных процессов при замыкании и размыкании однооборотных муфт в дифференциально-суммирующих приводах с программным управлением // Динамика машин. М., 1974. 73-79 с.

4. Оотроверхов Н.Д., Русецкий И.К., Бойко Л.И. Динамическая нагруженность трансмиссии колевонных машин. Минск: Наука и техника, 1977. 192 с.
5. Бабакон И.М. Теория колебаний. М.: Наука, 1965. 560 с.
6. Бутенин Н.В. Введение в аналитическую механику. М.: Наука, 1971. 267 с.
7. Эльгольц Л.Э. Вариационное исчисление. М., Л.: ЛИТЛ, 1952. 166 с.
8. Дурье А.И. Операционное исчисление и его приложение к задачам механики. 2-е изд., перераб. М., Л.: ГИИТД, 1950. 432 с.
9. Филипов А.П. Колебание деформируемых упругих систем. М.: Машиностроение, 1970. 734 с.
10. Лавреитьев М.А., Шабат Б.В. Методы теории функций комплексного переменного. М.: Наука, 1965. 716 с.
11. Туранов Х.Т. Динамика рабочих органов барабанного типа машин для уборки и очистки хлопка. Дис.... докт. техн. наук. М., 1984. 385 с.

Кл 2

УДК 631.358:633.511

О.С. Абляимов

К ВОПРОСУ СОРОВЫДЕЛЕНИЯ ШПИНДЕЛЕМ В ТЕХНОЛОГИЧЕСКОМ ПРОЦЕССЕ ВЕРТИКАЛЬНО-ШПИНДЕЛЬНОГО УБОРОЧНОГО АППАРАТА

Установлено, что сор выделяется из хлопка-сырца в основном вследствие удара его о стенки ячейки поджимного барабана и вычесыванием части сора за счет усилий, возникающих от сил трения дольки хлопка о поверхность ячейки, а интенсивность процесса соровыделения зависит от параметров рабочих органов (шпиндель, привод шпинделей и т.д.) уборочного аппарата [1].

Для изучения влияния геометрических и кинематических параметров шпинделя на интенсивность выделения сора из хлопка-сырца разработаем критерий ее оценки. Прежде чем перейти к выводу условий соровыделения шпинделем в технологическом процессе уборочного аппарата, установим динамику засоренности хлопка-сырца, собираемого вертикально-шпиндельными хлопкоуборочными машинами, исходя из следующих соображений.

Начальная засоренность собираемого хлопка-сырца зависит от качества дефолиации и подготовки поля к машинной уборке и колеблется от 20-30% на первом сборе до 40-50% на втором сборе. Для вертикально-шпиндельных хлопкоуборочных аппаратов с различным числом шпинделей в шпиндельном барабане (24-8 шпинделей) установлено, что за один полный оборот шпинделя относительно барабана собранный хлопок-сырец очищается приблизительно на 40% от своей первоначальной засоренности. Динамика засоренности хлопка-сырца машинного сбора показана в табл. I.

Т а б л и ц а I

Остаточная засоренность хлопка-сырца машинного сора с учетом начальной засоренности собираемого хлопка, %

Количество полных оборотов шпинделя относительно барабана в зоне очистки	Остаточная засоренность в долях	Начальная засоренность, %			
		20	30	40	50
I	0,60	12,00	18,00	24,00	30,0
2	0,36	7,20	10,80	14,40	18,0
3	0,216	4,32	6,48	8,64	10,8
4	0,13	2,60	3,90	5,20	6,5

Таким образом, с увеличением числа полных оборотов шпинделя относительно шпиндельного барабана в зоне очистки ($n_{ок}$) засоренность хлопка-сырца машинного сора снижается. Засоренность хлопка-сырца машинного сора после первого сора находится в пределах 3,46–5,19% при $n_{ок} = 3,5$ оборотов и удовлетворяет требованиям ГОСТа 22587–85.

В овязи с принятой моделью взаимодействия-дольки хлопка и сора с ячейкой поджимного барабана [2] процесс сорыва шпинделем сопровождается отделением частиц сорной примеси от волокна дольки хлопка за счет сил инерции и вычесывания. Причем отрыв частиц сорных примесей и их вычесывание происходят при условии

$$|P_n| + F_r - P_c > 0. \quad (1)$$

Силы инерции P_n , действующие на частицы сора и возникающие в процессе соударения дольки хлопка с ячейкой, определяются из соотношения

$$P_n = m_c \cdot \ddot{p}_y(t) \quad (2)$$

($\ddot{p}_y(t)$ – линейное ускорение дольки хлопка с сором на втором этапе упругого удара, м/с^2).

Условие (1) справедливо для одного оборота шпинделя

вокруг собственной оси вращения и сорных примесей с невысокой оилой сцепления их (малосвязанные) с волокном, а также поверхностно лежащего сора, несцепленного с долькой хлопка-сырца.

Полагая, что сила сцепления частиц сорных примесей P_c с волокном уменьшается под воздействием сил инерции P_n и трения (вычесывания) F_r с учетом месторасположения этих частиц на дольке хлопка во время ее контакта с ячейкой поджимного барабана, условие сорыва шпинделем будет характеризоваться количеством (полных) оборотов шпинделя вокруг собственной оси вращения n , т.е.

$$n > \frac{P_c}{P_n + K_r \cdot F_r} \quad (3)$$

(K_r – коэффициент, учитывающий положение сорной частицы на дольке хлопка во время контакта с ячейкой поджимного барабана, продолжительность воздействия силы трения на нее и т.д., принимаем равным 0,2 ... 0,5).

По фракционному составу сорные примеси разделяются на крупный сор в виде частиц целых и раздробленных сухих листьев, черешков листьев и стеблей, плодоножек, створок коробочек, элементов сорных растений и мелкий сор, состоящий из комочков пыли размером до 60 мкм [3, 4], причем 70–80% крупного сора хлопка-сырца машинного сора составляют створки коробочек и черешки [5]. Масса и величина сил сцепления некоторых частиц крупного сора с волокном по данным [4–6] и полученные расчетно-экспериментальным путем (помечены индексом *) приведены в табл. 2, а результаты расчета значений n с учетом [2, 7] и коэффициента $K_r = 0,35$ – в табл. 3.

Таким образом, установлено, что интенсивность выделения анализируемых частиц крупного сора из хлопка-сырца повышается с увеличением частоты вращения шпинделя, а при увеличении его диаметра такая же тенденция наблюдается для сорных примесей из створок, черешков и листьев (в диапазоне $\omega_{ш} = 83,73\text{--}146,53 \text{ с}^{-1}$) за исключением сора в виде комочки

Т а б л и ц а 2

Масса и сила сцепления частиц крупного сора с волокном

Частицы крупного сора	Сила сцепления, $P_0 \cdot 10^3, \text{Н}$		Масса, $m_c \cdot 10^6, \text{кг}$	
	по [5]	по [4]	по [6]	расчетная
Кожица с волокном	97,4*	15,89	3,0	
Створки коробочек	71,0	10,00		320,0*
Черешки (стебли)	47,0	7,90		16,5*
Листья	41,2*	6,93		10,0*

Т а б л и ц а 3

Результаты расчета значений n в зависимости от параметров шпинделя

Диаметр шпинделя, $d_{ш}, 10^{-3} \text{м}$	Частицы крупного сора	Частота вращения шпинделя, $\omega_{ш}, \text{с}^{-1}$					
		83,73	104,67	125,5	146,53	167,47	188,4
24,0	Кожица	25,3	16,8	11,97	8,94	6,92	5,52
	Створки	1,32	1,16	1,05	1,01	0,96	0,91
	Черешки	7,84	5,77	4,41	3,50	2,83	2,32
	Листья	8,3	5,87	4,36	3,37	2,67	2,17
29,5	Кожица	25,43	17,0	12,4	9,11	7,07	5,64
	Створки	1,13	1,01	0,92	0,89	0,85	0,81
	Черешки	7,40	5,56	4,29	3,45	2,81	2,27
	Листья	8,02	5,77	4,32	3,43	2,69	2,19
33,5	Кожица	25,63	17,3	12,4	9,34	7,26	5,80
	Створки	1,03	0,93	0,85	0,82	0,78	0,74
	Черешки	7,15	5,43	4,24	3,44	2,81	2,33
	Листья	7,88	5,72	4,32	3,40	2,72	2,22

с волокном. В технологическом процессе уборочного аппарата шпинделем обеспечивается выделение створок из хлопка-сырца в любом сочетании его параметров, черешков и листьев при частоте вращения шпинделя $146,53 \text{ с}^{-1}$ и более и практически не отделяется от сырца кожица с волокном.

Список использованной литературы

1. А б л я л и м о в О.С. Определение амплитуды и характера колебаний дольки хлопка, расположенной на шпинделе // Механизация хлопководства. 1988. № 10. С.10-12.
2. А б л я л и м о в О.С., Тульчинская Н.Н. К вопросу динамики соударения шпинделя с ячейкой поджимного барабана // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.21-27.
3. А б д и л л а е в Т.А. Эффективность очистки хлопка-сырца в некоторых хлопкоуборочных аппаратах // Научн. тр. / ТИИМСХ. Ташкент. 1973. Вып. 57. С.203-208.
4. К а р и м о в Х.А. Исследование технологии переработки хлопка в сильных электрических полях. Дис. ... докт. техн.наук. М., 1971. 293 с.
5. Н у р а л и е в А.Н., М у р а т о в А.А. Силы сцепления крупного сора с волокнистой массой и изменение их в результате очистки хлопка // Хлопковая промышленность. 1970. № 1. С.11-14.
6. С п е в а к о в Р.И., А т а м а н о в Ю.И. Механизация уборки тонковолокнистого хлопка. Ташкент: Фан, 1983. 93 с.
7. А б л я л и м о в О.С. Расчет силы удара дольки хлопка о ячейку поджимного барабана // Механизация хлопководства. 1988. № 12. С.17.

УДК 631.358:633.511

З.Х.Алимова

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ ДОЛЬКИ ХЛОПКА
НА СЕПАРАЦИОННОЙ ПОВЕРХНОСТИ¹

Один из путей повышения качества хлопка-сырца при механизированной уборке — снижение его засоренности. В современных шпандельных хлопкоуборочных машинах хлопок-сырец очищается от сорных примесей в основном в бункере с помощью сепарирующей решетки в верхней части бункера и сетчатой решетки на его стенках. Существующие сепарирующие устройства не удовлетворяют агротехническим требованиям, поэтому необходимо создать устройство, содержащее рабочие органы с высокими очистительными способностями.

Для снижения порков хлопкового волокна и повышения стабильности технологического процесса хлопка-сырца в лаборатории ДНХИ ИМиСС АН УзССР разработан пневмомеханический очиститель, выполненный в виде ременной передачи (рисунок, а). Ремни между шкивами образуют криволинейную подвижную сепарирующую поверхность, отделяющую сорные частицы от волокон дольки хлопka за счет пневмомеханического их ворошения с помощью закрепленных на ремнях ворошительных элементов. При движении дольки хлопka по сепарационному коридору, ограниченному сверху сепарирующей поверхностью и снизу подвижными ремнями, долька, последовательно соударяясь с ремнями и поверхностью, очищается от сорных частиц.

Для аналитического исследования движения дольки хлопka в сепарационном коридоре нами разработана расчетная

¹ Работа выполнена под руководством акад. АН УзССР А.Д. Глушенки и канд. техн. наук А.П. Федотова.

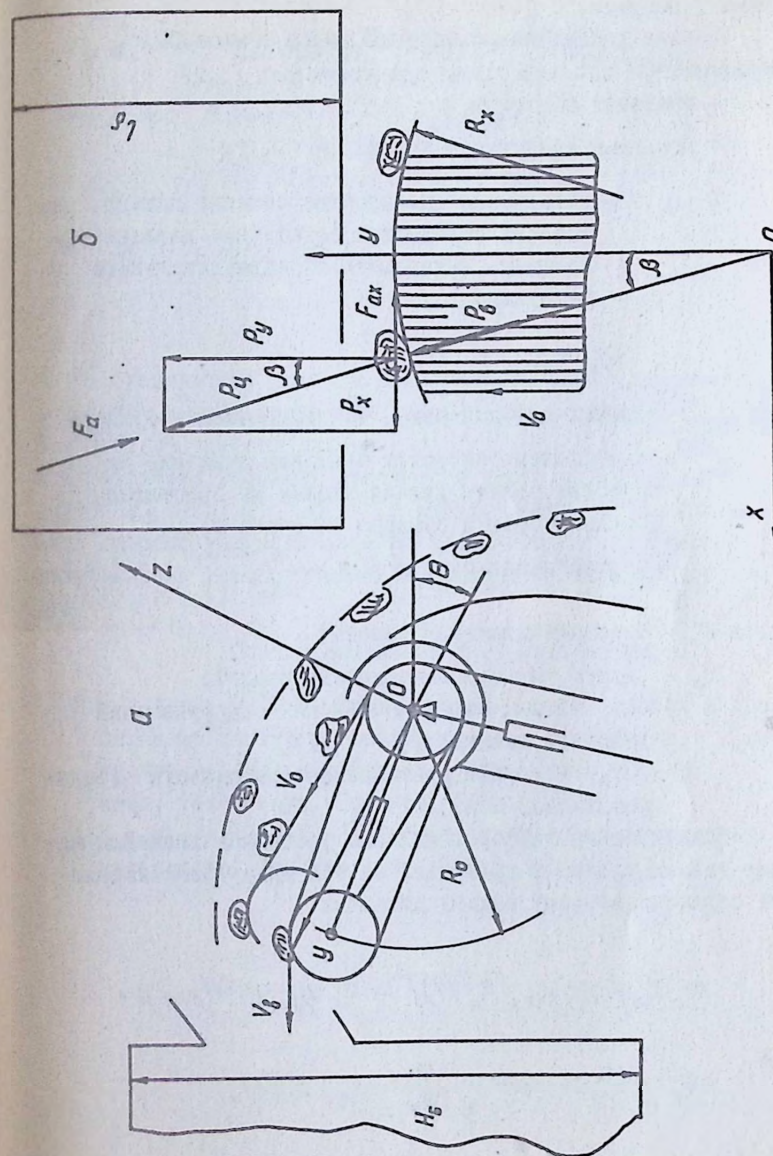


схема (рисунок, б).

Долька хлопка как свободная точка с массой m_A перемещается под действием следующих сил [1,2]:

– тяжести: $G = m_A g$;

– давления воздушного потока: $P = S_A q_b$

(S_A – усредненное поперечное сечение дольки, на которое передается остаточное давление q_b воздуха, выходящего из нагнетательного воздуховода);

$$q_b = q_{bн} \cdot e^{-\lambda_b t},$$

где $q_{bн}$ – избыточное давление, сохраняющееся в бункере;

λ_b – коэффициент скорости снижения давления на участке полета дольки хлопка из очистителя до боковой стенки бункера за время t ;

– центробежных сил: $P = m_A \cdot \frac{v_o^2}{R_x}$,

здесь v_o – скорость движения ремней;

R_x – радиус тыльной поверхности ремней;

– сил лобовых аэродинамических сопротивлений движению дольки: $F_a = \alpha_A \cdot v_o^2$

(α_A – коэффициент пропорциональности аэродинамической силы).

Приближенные дифференциальные уравнения движения модели дольки хлопка в проекциях на оси декартовых координат согласно второму закону динамики

$$m_A \ddot{y}_A(t) + \alpha_A [\dot{y}_A(t)]^2 = S_A q_{bн} \cdot e^{-\lambda_b t} \cos \beta + \\ + v_o^2 \cos^3 \beta \cos^2 \theta \left(\frac{m_A}{R_x} - \alpha_A \right) \cdot b_o(t);$$

$$m_A \ddot{z}_A(t) + \alpha_A [\dot{z}_A(t)]^2 = v_o^2 \left(\frac{m_A}{R_o} - \alpha_A \right) \cdot b(t) - m_A g \cos \theta.$$

В результате решения данного уравнения получим зависимости, необходимые для определения параметров траектории центров тяжести дольки $x_A(t)$, $y_A(t)$, $z_A(t)$ при различных условиях заполнения массы бункера, когда меняются P_b , H_b , q_b , λ_b , по которым можно проанализировать процесс удаления сора из хлопко-сырца и определить рациональные геометрические параметры очистителя и бункера.

Список использованной литературы

1. Плещинский И.Ф. Исследование условий работы и обоснование параметров сепарирующего устройства в крышке бункера хлопкоуборочных машин. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Ташкент, 1933.
2. Артыков Н.А. Пневмотранспорт легкоповреждаемых материалов. Ташкент: Фан, 1984. 143 с.

УДК 631.353:633.511

В.А.Галимов

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО
УСТРОЙСТВА ДЛЯ ДУЮЩЕГО ПОТОКА ПРИ ПНЕВМОТРАНСПОРТЕ
ХЛОПКА

Исследования приемно-транспортирующих устройств хлопкоуборочного аппарата, основанных на использовании энергии дующего воздушного потока [1], показали перспективность работ в данном направлении ввиду исключения повреждения волокна и семян от воздействия лопастей вентилятора, уменьшения энергоемкости процесса пневмотранспорта, значительного снижения металлоемкости, компактности устройств, возможности увеличения объема бункера машины. Применение устройств с дующим потоком эффективно при улавливании потерь хлопка в процессе работы аппарата [2]. Достижение высоких показателей этих устройств, как показали исследования, требует их усовершенствования и разработки новых узлов. Одним из таких узлов пневмотранспортирующего устройства — воздухораспределитель, позволяющий не только изменить направление потока на требуемый угол, но и обеспечить создание плоской струи с необходимым распределением на выходе. Причем в зависимости от требуемых функций воздухораспределители равномерной подачи могут быть переменного и постоянного статического давления.

Основная задача при расчете воздухораспределителя заключается в определении параметров воздушного потока в выходном сечении по параметрам потока на входе. Метод расчета с учетом сжимаемости воздуха позволяет решать любые задачи, связанные с определением его размеров и параметров потока. Недостатки этого метода заключаются в отсутствии явных аналитических зависимостей искомых величин от задан-

ных и необходимости иногда применять метод последовательных приближений. Поэтому влияние того или иного фактора на параметры воздухораспределителя определяется лишь после детальных расчетов. При незначительных скоростях потока для расчета можно использовать приближенные соотношения, позволяющие проще и нагляднее оценить связь между различными параметрами и их взаимовлияние. Эти соотношения наглядны при качественном анализе работы воздухораспределителя. Если же допустима погрешность в 3-5%, то этими соотношениями можно пользоваться и для предварительного количественного расчета. Считаем воздух несжимаемым и невязким, поток однородным и на выходе одномерным.

В общем виде нагнетательный воздухораспределитель представляет собой воздухопровод прямоугольного или круглого сечения с боковыми отверстиями, в котором воздух под влиянием динамического давления P_d движется со скоростью V_d .

Для расчета воспользуемся уравнением Бернулли [3] для случая, когда воздух рассматривается как идеальная нескисжимаемая жидкость при постоянной плотности ($\rho = \text{const}$), т.е.

$$\frac{\rho}{2} dV^2 + \gamma dz + dP = 0. \quad (1)$$

После интегрирования и соответствующих преобразований при постоянной потенциальной энергии ($z = \text{const}$) из уравнения (1) получим выражение для динамического давления при аэродинамических расчетах воздухопроводов

$$P_d = \frac{V_d^2 \gamma}{2g} \quad (2)$$

($\gamma = 11,76 \text{ Н/м}^3$ — уд. вес стандартного воздуха).

Отсюда

$$V_d = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} P_d}. \quad (3)$$

Статическое давление P_{cr} , действующее перпендикулярно плоскости бокового отверстия, преобразуется в скоростное давление, вызывающее движение воздуха через отверстие со скоростью

$$V_{cr} = \sqrt{\frac{2g}{\gamma} P_{cr}}. \quad (4)$$

Действительная скорость воздуха $\bar{V}_n$ является равнодействующей скоростей $\bar{V}_\partial$ и $\bar{V}_{cr}$ с углом наклона φ к вертикальной оси воздуховода.

Зная площадь живого сечения струи $S_{ox} = Xy$ и коэффициент расхода μ_0 (из гидравлики известно, что при углах истечения $\varphi > 60^\circ$ можно считать $\mu_0 \approx 0,61-0,62/4$), независимо от относительного расхода воздуха Q определим расход воздуха через отверстие

$$Q_0 = \mu_0 \cdot S_{ox} \cdot V_n. \quad (5)$$

Относительный расход воздуха можно представить как

$\bar{Q} = Q_0 / Q$ (Q — количество воздуха, переходящее через воздуховод до рассматриваемого отверстия в стенке).

Выразим Q_0 через S_0 , считая $S_{ox} = S_0 \sin \varphi$

$$(\sin \varphi = V_{cr} / V_n).$$

$$\text{Тогда } Q_0 = \mu_0 S_0 \frac{V_{cr}}{V_n} V_n = \mu_0 S_0 V_{cr}. \quad (6)$$

С учетом (4) имеем

$$Q_0 = \mu_0 S_0 \sqrt{\frac{P_{cr} \cdot 2g}{\gamma}}. \quad (7)$$

Из (6) определим площадь сечения отверстия

$$S_0 = \frac{Q_0}{\mu_0 V_{cr}} \quad (8)$$

и среднюю скорость истечения воздуха из отверстия

$$V_0 = \mu_0 V_{cr} = \frac{Q_0}{S_0}. \quad (9)$$

Угол истечения струи найдем из параллелограмма скоростей

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{V_{cr}}{V_\partial} = \sqrt{\frac{H_{cr}}{H_g}} = \sqrt{\frac{P_{cr}}{P_\partial}}. \quad (10)$$

Величина угла φ будет уменьшаться при больших динамических и малых статических давлениях, а при больших скоростях воздуха, когда все давление в воздуховоде преобразуется в динамическое, первые по ходу потока отверстия могут работать как воасывающие. Следовательно, для эффективного воздухораспределения необходимо ограничивать скорость потока воздуха в трубопроводе.

Потери давления воздуха в отверстиях определяются по формуле

$$h_M = \sum_0 \frac{V_0^2 \gamma}{2g}. \quad (11)$$

При равномерной подаче воздуха через n отверстий воздуховода постоянного сечения с общим расходом Q расход воздуха через каждое из них будет Q/n . Но после каждого отверстия расход воздуха и динамическое давление P_∂ будут уменьшаться. Без учета незначительных потерь давления можно считать, что полное давление вдоль всего воздухораспределителя будет $P_n = \text{const}$, т.е. после каждого отверстия статическое давление $P_{ст}$ из-за уменьшения P_∂ будет возрастать. В этом случае угол φ наклона струи к оси воздуховода будет увеличиваться, а площади отверстий S_0 — уменьшаться.

Для сохранения постоянного статического давления $P_{ст}$ вдоль всего воздухораспределителя необходимо обеспечить равенство скоростей $\bar{V}$ потока на всех его участках

путем постоянного уменьшения площадей сечений воздуховода. За счет этого на всех участках воздуховода и в отверстиях будут постоянными значения статического $P_{ст}$ и динамического $P_{д}$ давлений, углы φ и площади отверстий S_o .

Основываясь на результатах наших исследований приемно-транспортного устройства [1] с диаметральной вентилятором, установленным впереди рабочих барабанов, выберем исходные данные для расчета параметров вертикального воздухораспределителя с дующим потоком при пневмотранспорте хлопка. В качестве первого варианта рассчитаем воздухо-распределитель переменного статического давления при числе отверстий $n = 3$ без учета потерь давления в воздуховоде ввиду их незначительной величины. Примем расход воздуха в расчете на одну секцию аппарата $Q = 0,6 \text{ м}^3/\text{с}$, площадь постоянного прямоугольного сечения воздуховода

$S = 0,040 \text{ м}^2$ ($200 \times 200 \text{ мм}$), статическое давление на участке I $P_{ст.I} = 30 \text{ мм в ст.} = 294 \text{ Н/м}^2$, коэффициент расхода $\mu_o = 0,62$, уд. вес воздуха $\gamma = 11,76 \text{ Н/м}^3$. Определим площади сечений раздаточных отверстий S_{o1}, S_{o2}, S_{o3} .

Участок I. Скорость воздушного потока $V_1 = Q/S = 15,0 \text{ м/с}$.

Динамическое давление

$$P_{д.I} = \frac{V_1^2 \cdot \gamma}{2g} = 134,8 \text{ Н/м}^2.$$

Полное давление

$$P_{п.I} = P_{ст.I} + P_{д.I} = 428,8 \text{ Н/м}^2.$$

Расход воздуха через каждое отверстие

$$Q_o = Q/3 = 0,2 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Площадь сечения первого отверстия

$$S_{o1} = \frac{Q_o}{\mu_o \sqrt{P_{ст.I} \cdot 2g}} = 0,0146 \text{ м}^2,$$

т.е. сечение $121 \times 121 \text{ мм}$.

Скорость воздуха из первого отверстия равна

$$V_{o1} = \mu_o V_{ст} = \mu_o \sqrt{\frac{2g}{\gamma} P_{ст.I}} = 13,7 \text{ м/с}$$

или

$$V_{o1} = Q_o/S_{o1} = 13,7 \text{ м/с}.$$

Угол наклона струи при $\tan \alpha_1 = \sqrt{\frac{P_{ст.I}}{P_{д.I}}} = 1,476$
равен $\alpha_1 = 0,827 \text{ рад} = 55,88^\circ$.

Участок 2. Аналогично, определив расход воздуха перед вторым отверстием $Q_2 = Q - Q_o = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}$

и используя формулы (2) - (10), найдем

$$V_2 = 10 \text{ м/с}, \quad P_{д.2} = 59,9 \text{ Н/м}^2, \quad P_{ст.2} = 368,9 \text{ Н/м}^2,$$

$$S_{o2} = 0,013 \text{ м}^2 (114 \times 114 \text{ мм}), \quad V_{o2} = 15,38 \text{ м/с},$$

$$\alpha = 0,927 \text{ рад} (68,05^\circ).$$

Участок 3. Определив $Q_3 = Q - 2Q_o = 0,2 \text{ м}^3/\text{с}$, аналогичным образом получим

$$V_3 = 5 \text{ м/с}, \quad P_{д.3} = 14,985 \text{ Н/м}^2, \quad P_{ст.3} = 413,8 \text{ Н/м}^2,$$

$$S_{o3} = 0,0122 \text{ м}^2 (110 \times 110 \text{ мм}), \quad V_{o3} = 16,4 \text{ м/с},$$

$$\alpha_3 = 0,965 \text{ рад} (79,23^\circ).$$

Схема воздухоораспределителя переменного статического давления, полученная согласно расчетным данным, приведена на рис. I, а. Вместо нескольких отверстий можно оделать в

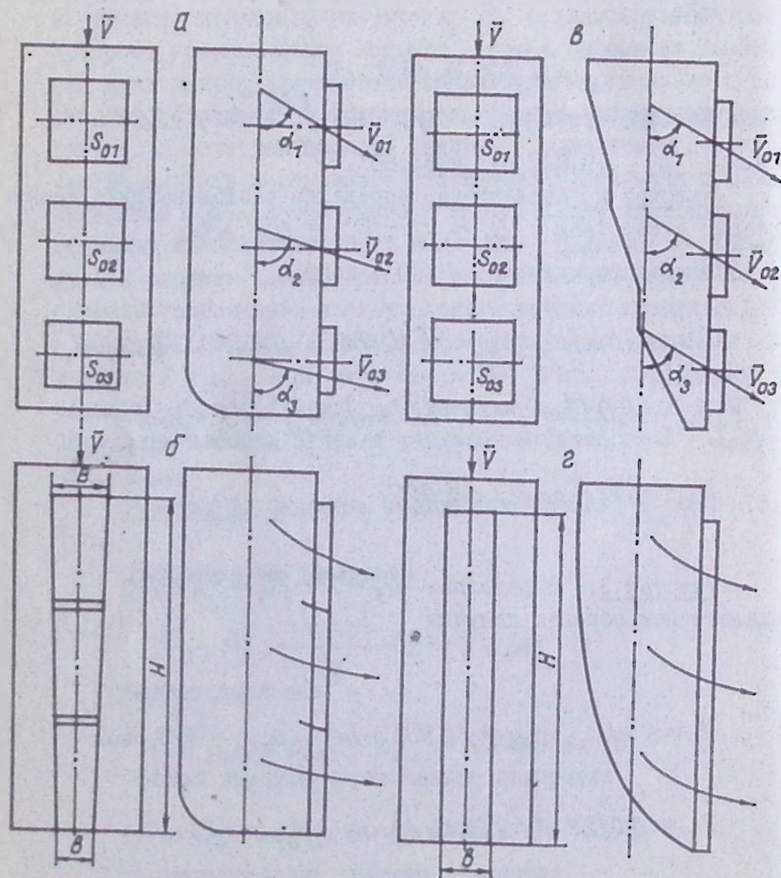


Рис. I. Воздухоораспределитель переменного (а, б) и воздухоочиститель постоянного (в, г) статического давления.

воздуховоде постоянного сечения одну продольную щель, тогда она будет иметь переменную ширину (рис. I, б), причем площадь ее сечения равна суммарной площади отверстий

$$S = \sum S_i \quad (i = 1-n).$$

В нашем случае $S = S_{01} + S_{02} + S_{03} = 0,0398 \text{ м}^2$.

Задаваясь требуемой высотой щели $H=0,6 \text{ м}$, находим $B + b = \frac{S}{0,5H} = 0,133 \text{ м}$, тогда при $B = 0,08 \text{ м}$ получим $b = 0,053 \text{ м}$, при $B = 0,07 \text{ м}$ $b = 0,063 \text{ м}$.

В качестве II варианта рассчитаем воздухоораспределительный насадок постоянного статического давления (на всех участках воздуховода и в отверстиях $\rho_{гг}$ и $\rho_{д}$ одинаковые углы α и площади отверстий S_{0i}). Принимая число раздаточных отверстий равным трем, необходимо соблюсти условие $V_3 = V_2 = V_1$, т.е. скорость потока в воздуховоде на различных его участках одинакова. Это достигается соответствующим уменьшением поперечных сечений участков воздуховода (рис. I, в).

Принимая те же исходные данные, что и в I варианте, и вводя расчет по формулам (2) - (10), на участке 1 имеем

$$S_{01} = 0,0146 \text{ м}^2 (121 \times 121 \text{ мм}), V_{01} = 13,7 \text{ м/с},$$

$$\alpha_1 = 0,827 \text{ рад } (55,88^\circ).$$

Соблюдая условие $V_2 = V_1 = 15 \text{ м/с}$, на участке 2 имеем $S_2 = 0,0267 \text{ м}^2$; $Q_2 = 0,4 \text{ м}^3/\text{с}$;

$$S_{02} = S_{01} = 0,0146 \text{ м}^2 (121 \times 121 \text{ мм}); \alpha_2 = \alpha_1 = 0,827 \text{ рад}.$$

На участке 3 при $V_3 = V_2 = 15 \text{ м/с}$ и $Q_3 = Q - 2Q_0 = 0,2 \text{ м}^3/\text{с}$ получим $S_3 = \frac{Q_3}{V_3} = 0,0133 \text{ м}^2$.

$$\text{Тогда } S_{03} = S_{02} = 0,0146 \text{ м}^2 (121 \times 121 \text{ мм}); \alpha_3 = \alpha_2 = 0,827 \text{ рад}.$$

Если вместо нескольких отверстий выполнять одну продольную щель для выхода воздуха, то в воздухоораспреде-

лителе постоянного статического давления она будет иметь постоянную ширину, определяемую по формуле

$$b = \frac{Q}{V_0 \cdot H} \quad (12)$$

При высоте рабочей зоны хлопкоуборочного аппарата $H = 0,6$ м получим $b = 0,073$ м.

Заднюю стенку воздухораспределительного насадка можно выполнить в виде плавного обвода вместо ступенчатой поверхности, что улучшит аэродинамическую характеристику насадка (рис. 1, г).

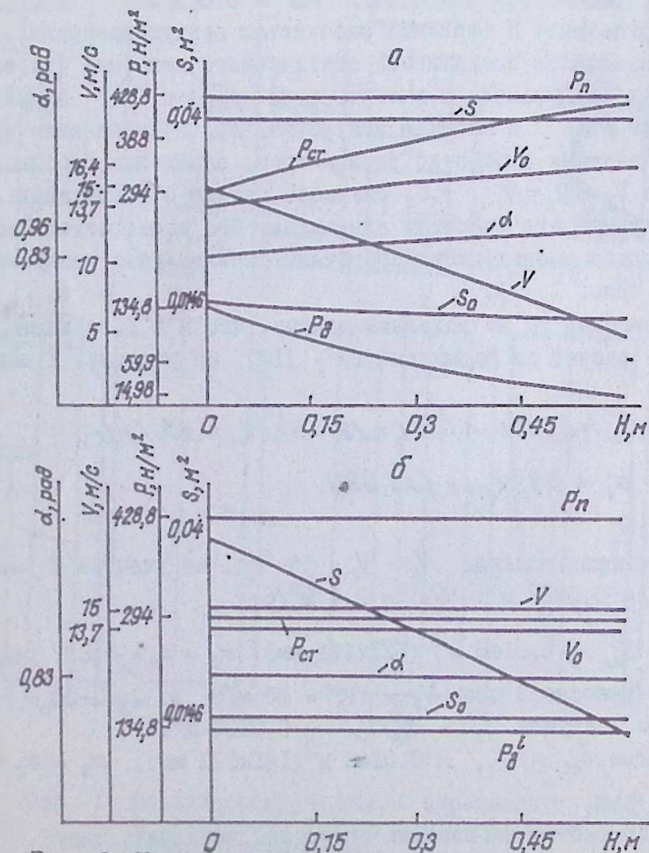


Рис. 2. Графики изменения параметров потока в воздухораспределителях.

Изменение параметров потока в долях длины воздуховода для воздухораспределителей переменного (а) и постоянного (б) статического давления показано на рис. 2. Поскольку для эффективной работы уловителя потерь хлопка, установленного за аппаратом, необходимо обеспечение постоянства параметров дующего потока, то предпочтительна схема по II варианту.

На основе проведенных расчетов разработана схема воздухораспределительного насадка с верхней подачей воздуха и поворотом потока, что обеспечит возможность пневмотранспорта хлопка и улавливания потерь.

Список использованной литературы

1. Г а л и м о в В.А., Б е р е ж н о й В.Г. Влияние аэродинамических параметров диаметрального вентилятора на перераспределение хлопка в колене // Анализ и синтез хлопковых механизмов и машин. Ташкент: Фан, 1987. С. 71-77.
2. Г а л и м о в В.А., Б е р е ж н о й В.Г. К расчету параметров дующего потока для улавливания потерь хлопка в уборочном аппарате // Теория механизмов и машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1986. С. 67-73.
3. Ф а б р и к а н т Н.Я. Аэродинамика. М.: Наука, 1964. С. 77.
4. Справочник по гидравлическим расчетам. М.: Энергия, 1972.

УДК 631.358:633.511

В.А.Галимов, В.Г.Бережной

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭЖЕКЦИОННОЙ КАМЕРЫ

Для минимизации числа опытов при выборе и оптимизации параметров приемной камеры с вмонтированным диаметрально-м вентилятором применен метод математического планирования эксперимента [1]. Предварительные экспериментальные исследования [2] приемной камеры и вентилятора позволили установить основные факторы, влияющие на технологический процесс пневмотранспорта хлопка и пределы варьирования, которые представлены в табл. 1. Данные однофакторных экспериментов использованы при проведении многофакторного эксперимента.

Т а б л и ц а 1

Уровни факторов и интервалы их варьирования

Фактор	Обозначение фактора		Уровни варьирования			Шаг варьирования
	кодиро- важное	натуральное	нижн. - 1	баз. 0	верх. + 1	
Частота вращения ротора вентилятора, мин ⁻¹	X ₁	n	2,2 · 10 ³	2,7 · 10 ³	3,2 · 10 ³	0,5 · 10 ³
Ширина входного окна приемной камеры, м	X ₂	b	0,05	0,065	0,08	0,015
Продольный размер входного сечения камеры, м	X ₃	l	0,26	0,28	0,30	0,02

Цель опыта - получить математическое описание функции отклика и выявить оптимальные значения уровней факторов, отвечающих экспериментальным значениям отклика. В качестве отклика выбран показатель системы, характеризующий ее беззабойность - скорость потока в транспортном трубопроводе. Исследуемые параметры оптимизируются на максимум отклика, обеспечивающего надежную работу системы пневмотранспорта машины в целом.

Для обработки опытных данных применены планы второго порядка, позволившие получить описание исследуемого объекта в виде полной квадратичной модели и функции отклика, представленных выражением

$$\hat{y}(\bar{X}, \bar{b}) = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i X_i + \sum_{i>j} b_{ij} X_i X_j + \sum_{i=1}^n b_{ii} X_i^2, \quad (I)$$

где n - количество существенных факторов; X_{ij} - координированное значение факторов; b_i - оценка коэффициента уравнения регрессии соответствующего фактора; b_{ij} - оценка коэффициента уравнения регрессии соответствующего взаимодействия факторов.

Для решения поставленной задачи применен план Хартли, построенный на основе минимальных регулируемых реплик 2^{k-p} (табл. 2).

Т а б л и ц а 2

План проведения трехфакторного эксперимента при обосновании параметров приемной камеры с вмонтированным диаметрально-м вентилятором

Номер опыта	Принимаемые значения факторов		
	X ₁ (n)	X ₂ (b)	X ₃ (l)
1	-	-	-
2	+	-	-
3	-	+	-
4	+	+	+

5	-	0	0
6	+	0	0
7	0	-	0
8	0	+	0
9	0	0	-
10	0	0	+
11	0	0	0

Лабораторные исследования проводились в пятикратной повторности о соответствующей их рандолизацией. Полученные данные обработаны на ЭВМ "Наири-2".

Проверены статистические гипотезы и получено уравнение регрессии. Расчет коэффициентов регрессии, оценка их значимости на ЭВМ "Наири-2" показали, что математическая модель адекватна исследуемому процессу и описывается уравнением

$$\hat{y} = 17,47 + 2,26X_1 + 0,56X_2 + 0,75X_3 - 2,26X_1^2 - 0,78X_2^2. \quad (2)$$

По частным производным X_1 , X_2 , X_3 , приравненным к нулю, получена система уравнений, в результате решения которой определены стационарные точки $X_1 = 0,50$, $X_2 = 0,36$, $X_3 = 1,00$. Для перехода от безразмерных величин к размерным значениям факторов использовано выражение

$$x_i = X_i \Delta x_i + x_{i0} \quad (3)$$

(x_{i0} , Δx_i — базовый уровень и шаг варьирования фактора соответственно).

В результате получены следующие оптимальные значения искомых параметров приемной камеры с встроенным диаметральной вентилятором при $V_{max} = 18,89$ м/с:

$$X_1 = n = 2950 \text{ об/мин}; X_2 = \beta = 0,0704 \text{ м}; X_3 = \ell = 0,30 \text{ м}.$$

Данные параметры использованы при изготовлении экспериментальных приемных камер, исследованных в полевых условиях.

Список использованной литературы

1. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1971. С.14-31, 47-48.
2. Галимов В.А., Вахрамеев А.А., Березной В.Г. Экспериментальное исследование приемно-транспортного устройства эжекционного типа // Теория механизмов и хлопкоуборочных машин. Ташкент: Фан, 1975. С.129-134.

УДК 631.358:633.511

Кл 2

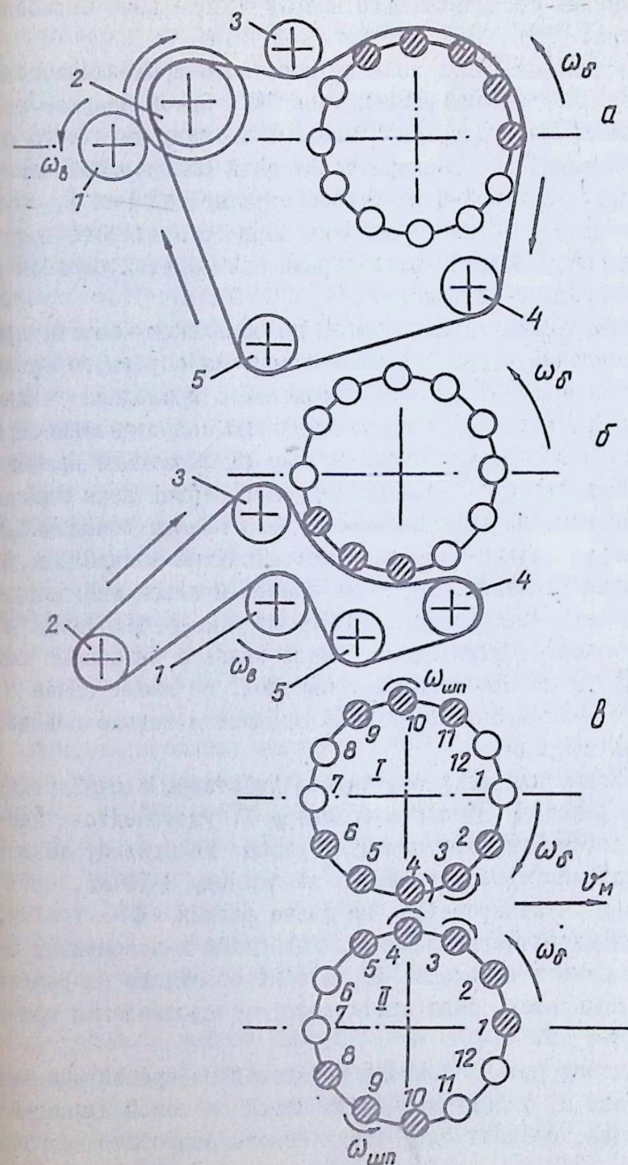
С.В.Ерофеев

ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЕЙ В ХЛОПКОБОРОЧНОМ АППАРАТЕ

Экспериментально-теоретические исследования моделей вертикально-шпиндельных хлопкоборочных машин [1, 2] показали целесообразность увеличения скоростных режимов работы исполнительных органов на 30-40%, что позволяет существенно повысить производительность хлопкоборочных машин и несколько улучшить качество собираемого хлопка-сырца.

Известны технические решения, способствующие повышению скоростных режимов исполнительных органов - шпинделей хлопкоборочного аппарата. Одно из этих решений - новая система клиноременного привода шпинделей (а.с. № 1025364 [3]). Для испытаний разработан лабораторный стенд экспериментальной модели хлопкоборочного аппарата на базе рабочего аппарата машины 14ХВ-2,4. На стенде правый шпиндельный барабан укомплектован этой новой системой клиноременного привода шпинделей. Левый шпиндельный барабан первой пары барабанов имеет привод шпинделей серийного изготовления.

Структурные схемы привода шпинделей в рабочей зоне (а) и в зоне их обратного вращения (б) на правом шпиндельном барабане приведены на рисунке. Привод шпинделей в рабочей зоне осуществляется двумя клиновыми ремнями типа "А". Здесь ведущее звено - зубчатое колесо I, жестко посаженное на вал заднерасположенного шпиндельного барабана, у которого шпиндели и подающий барабан сняты. Ведомое зубчатое колесо 2 несет на себе двухручьевой шкив под клиновые ремни. Натяжение ремней производится натяжными роликками 3, 5. Ролик 4 - контуробразующий. Он установлен на валу второго щеточ-



ного съемника, обслуживающего правый шпиндельный барабан первой пары.

Привод шпинделей в зоне их обратного вращения выполняется одним клиновым ремнем типа "А". Здесь ведущее звено — шкив I, жестко устанавливаемый на валу щеточного съемника, обслуживающего заднерасположенный шпиндельный барабан второй пары. Шкивы 3-5 контурообразующие, из них 4, 5 установлены непосредственно на валы первого и второго щеточных съемников, обслуживающих первый шпиндельный барабан первой пары. Ролик 2 натяжной.

До проведения экспериментов по выявлению частоты вращения шпинделей в рабочей зоне и зоне их обратного вращения определены связь роликов шпинделей с приводными клиновыми ремнями, а также сила статического сопротивления привода шпинделей в рабочей зоне и в зоне их обратного вращения.

Принципиальная схема исследуемой первой пары шпиндельных барабанов, на которых проставлены номера положений, последовательно занимаемые тензометрическими шпинделями, установленными соответственно на правом и левом шпиндельных барабанах первой пары, приведена на рисунке 6. Положения шпинделей, отмеченные штриховкой, имеют связь с клиновыми ремнями привода, а не отмеченные штриховкой, не имеют связи с ремнями, и в этих положениях они вращаются только под действием сил инерции.

Натяжение клиновых ремней под действием блока натяжных пружин на левом шпиндельном барабане I, укомплектованном системой серийного изготовления привода шпинделей, создает силу статического сопротивления их приводу 8-10 кг, которая измеряется динамометром на плече ролика 2 = 1,2 см, когда тензометрический шпиндель находится в положениях 3-5. Соответственно в положении 10, в зоне обратного направления вращения шпинделей, сила статического сопротивления привода равна 3-4 кг.

Натяжение ремней привода шпинделей на правом шпиндельном барабане II, укомплектованном новой системой клиноременного привода, создает силу статического сопротивления 10-12

кг в положениях шпинделя 3-5 и соответственно 3,5-4 кг в зоне обратного направления вращения, когда шпиндель находится в положении 9.

Для исследования частоты вращения шпинделей использованы специально разработанные датчики. На правом шпиндельном барабане на его верхнем диске установлен индуктивный датчик. Диск прерывателя этого датчика с шестью зубьями, расположенными через 60° , размещен на торце ролика шпинделя. На левом шпиндельном барабане тензометрический шпиндель укомплектован электрическим датчиком с прерывателем тока, обеспечивающим импульсные отметки в виде прерывистой линии, соответствующие повороту шпинделя на каждые 90° .

Нами проведены осциллографические исследования, характеризующие частоты вращения шпиндельных барабанов и тензометрических шпинделей в режимах работы аппарата на холостом ходу и под нагрузкой, осуществляемой пропуском рейки с размещенными на ней кустами хлопчатника через рабочую щель аппарата шириной 30 мм.

В результате инструментальной обработки осциллограмм экспериментальных исследований установлено, что тензометрический шпиндель в новой системе клиноременного привода шпинделей в рабочей зоне при частоте вращения шпиндельного барабана $n = 102$ об/мин совершает восемь полных оборотов при частотах вращения шпинделя 1700-1850 об/мин. Соответственно в зоне обратного направления вращения шпиндель также совершает восемь полных оборотов при частотах вращения 3100-3400 об/мин. В то же время тензометрический шпиндель на барабане с серийной системой привода шпинделей в рабочей зоне совершает пять полных оборотов при частотах вращения 1200-1260 об/мин и соответственно в зоне обратного направления вращения — три полных оборота при частоте вращения 900-1000 об/мин.

В процессе работы аппарата под нагрузкой частота вращения шпиндельных барабанов составляет 100 об/мин. При этом частоты вращения тензометрического шпинделя на барабане, укомплектованном новой системой клиноременного привода шпинделей, в рабочей зоне при шести полных оборотах соответст-

будет 1200–1400 об/мин и в зоне обратного направления вращения при восьми полных оборотах – 3000–3250 об/мин.

На левом шпиндельном барабане, укомплектованном серийной системой привода шпинделей, тензометрический шпиндель в рабочей зоне совершает пять полных оборотов при частоте вращения 1100–1250 об/мин и в зоне обратного направления вращения – три полных оборота при частотах вращения 900–1000 об/мин.

По количеству хлопка, снимаемого левым и правым шпиндельными барабанами при проведении экспериментов, не выявлено преимуществ у шпиндельного барабана, имеющего повышенные частоты привода шпинделей, что объясняется недостаточной тяговой способностью системы привода шпинделей в рабочей зоне с двумя клиновыми ремнями против трех ремней в системе привода шпинделей серийного изготовления. Поэтому целесообразно проведение дальнейших экспериментально-теоретических и стендовых исследований модернизированного хлопкоуборочного аппарата с одной парой шпиндельных барабанов на повышенных частотах вращения шпинделей.

Список использованной литературы

1. Г л у щ а н к о А.Д. Пути достижения отечественными хлопкоуборочными машинами мирового технического уровня // Механизация хлопководства. 1986. № 7. С.3–4.
2. М а н с у р о в У.У. Основы технологического процесса хлопкоуборочных машин. Ташкент: Фан, 1986. С.116.
3. А.с. 1025364-Хлопкоуборочный аппарат / Д ж а б б а р О.С. Б.И. 1983. № 24.

Ке 2

УДК 621.01

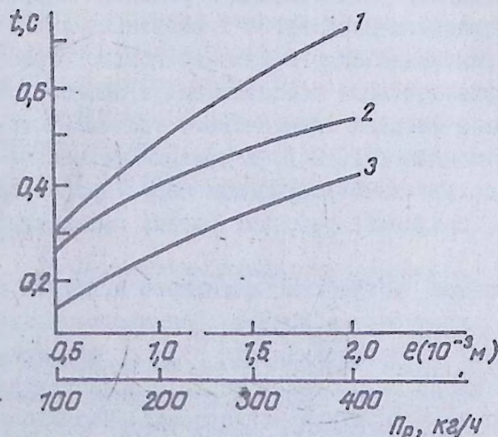
А.Джураев

ПЕРЕХОДНЫЕ ПРОЦЕССЫ В МЕХАНИЗМЕ ПРИВОДА РЫХЛИТЕЛЯ ХЛОПКА-ВОЛОКНА

Очистка и рыхление хлопка-волокна – основные технологические процессы машины П-1 ПС, для которой нами разработан дополнительный узел очистки и рыхления хлопка. С целью обоснования рабочих параметров и выявления характера нагруженности рекомендованного узла-колкового барабана проведены экспериментальные исследования в производственных условиях третьей фабрики Ташкентского текстильного комбината на серийной машине [1, 2]. В приводе механизма колкового барабана дополнительно установили пару эксцентричных зубчатых колес, придающих рабочему органу переменную угловую скорость.

Загрузочное устройство машинного агрегата рыхлителя заполнялось хлопковым волокном. Осциллограммы записывались при переходных и установившихся режимах движения рыхлителя хлопка и скорости протяжки осциллографической фотобумаги 0,160 м/с в семикратной повторности. Исследования проводили при различных значениях эксцентриситета ($e = 0-2$ мм) зубчатых эксцентричных колес при разной производительности машины [3]. Основные параметры переходных процессов в рассматриваемом рыхлителе хлопка-волокна – время переходного процесса пуска и после включения технологического сопротивления, размах колебаний нагрузки и угловой скорости колкового барабана. Получены осциллограммы, характеризующие движение системы в переходных режимах пуска и после включения технологического сопротивления от хлопка-волокна. Установлено, что время переходного процесса пуска

системы в значительной мере зависит от значений эксцентриситета зубчатых колес механизма привода кодового барабана; так, при $e = 0$ $t_{н.л} = 0,39$ с; при $e = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м $t_{н.л} = 0,6$ с. Получены графические зависимости по результатам обработки осциллограмм (рисунок). Выявлено, что время переходного процесса после включения технологической нагрузки при возрастании значений эксцентриситета от 0 до $2,0 \cdot 10^{-3}$ м увеличивается от 0,12 до 0,53 с. Изменение времени переходного процесса после включения технологического сопротивления при увеличении производительности машины имеет линейный характер. Размах колебаний момента на кодовом валу достигает 4,5–5,0 Нм при $e = 2,0 \cdot 10^{-3}$.



Изменения времени переходного процесса пуска системы в зависимости от различных технологических сопротивлений от хлопка-волокна в функции эксцентриситета зубчатых колес и производительности машины при $t_{н.л} = f(e)$ (1), $t_{н.с} = f(e)$ (2) и $t_{н.с} = f(P_p)$ (3).

Выявлено, что размах колебаний момента на кодовом барабане зависит в основном от значения эксцентриситета зубчатых колес в холостом и рабочем режимах ($\Delta M = 0,36$ Нм при $e = 0$ и $\Delta M = 2,25$ Нм при $e = 3,0 \cdot 10^{-3}$ м при $P_p = 360$

кг/ч). Коэффициент неравномерности угловой скорости рабочего барабана также зависит от эксцентриситета и технологической нагрузки от хлопка-волокна ($\delta = 0,18$ при $e = 3,0 \cdot 10^{-3}$; $\delta = 0,07$ при $e = 1,0 \cdot 10^{-3}$ и $P_p = 360$ кг/ч).

Установлено также, что с повышением производительности машины (до 400 кг/ч) значительно увеличивается время переходного процесса (до 0,42 с). Затыжка переходных процессов в механизме привода рыхлителя может привести к нарушению технологических процессов или к дополнительным механическим повреждениям хлопка-волокна. В связи с этим рекомендованы значения эксцентриситета $e = (1,5-2,0) \cdot 10^{-3}$ м и производительности машины $P_p = (350-380$ кг/ч), при которых обеспечиваются необходимая неравномерность угловой скорости рабочего барабана и нормальный характер переходных процессов в системе.

Список использованной литературы

1. Джурев А. Динамика рабочих механизмов хлопкоперерабатывающих машин. Ташкент: Фан, 1987.
2. Джурев А., Мухитдинов С.С. Исследование динамики ротационного механизма с переменными передаточными отношениями // Теория и расчет механизмов машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1985. С.64–65.
3. Джурев А., Мухитдинов С.С. Анализ технологических нагрузок на рабочий орган рыхлителя волокнистых материалов // Докл. АН УзССР. Сер. техн. наук. 1988. № 6. С.18–20.

УДК 621.01

Т.К.Насруллаев, А.М.Лян, Б.Мардонов

ИССЛЕДОВАНИЕ ТРАНСПОРТИРОВКИ ЛЕТУЧЕК ХЛОПКА-СЫРЦА
ПИТАЮЩЕ-ОТБОЙНЫМ ОРГАНОМ МНОГОВАЛИЧНОГО ДЛИНА

Многозаходный винтовой питающе-отбойный орган много-вального вертикального джина обладает специфическими отличительными признаками от общеизвестных отбойных органов валичных джинов [1]. Во-первых, питающе-отбойный орган расположен вертикально в середине многовального джина, а вокруг него установлено несколько узлов джинирования "рабочий валик-нож", т.е. от его работы зависит процесс волокноотделения. Во-вторых, летучки хлопка-сырца подаются в зоны джинирования изнутри питающе-отбойного органа направителем-распределителем джина.

В задачу исследований входило определение закона движения летучки по поверхности лопасти винтового питающе-отбойного органа в процессе ее транспортирования. При этом изучен процесс перемещения летучки хлопка-сырца в зависимости от угла подъема лопасти, коэффициента трения и числа оборотов винтового питающе-отбойного органа многовального джина.

Рассмотрим движение летучки хлопка-сырца, принятой за материальную точку с массой m , по поверхности винтовой лопасти отбойного органа. Проведем неподвижные оси координат X_1, Y_1, Z_1 , связанные с рамой джина, т.е. оси абсолютных координат. Подвижные оси координат X, Y, Z свяжем с равномерно вращающимся отбойным органом джина так, чтобы ось Z совпала с осью Z_1 , а оси X и Y были параллельными плоскости X_1, Y_1 .

Сделаем следующие допущения: будем считать, что летучка хлопка-сырца как материальная точка движется по поверхности лопасти винтового питающе-отбойного органа без отрыва (рис. 1).

Для составления уравнения движения летучки необходимо определить ее кинетическую энергию. Кинетическая энергия материальной точки равна

$$T = \frac{1}{2} m v^2 = \frac{1}{2} m (\dot{X}_1^2 + \dot{Y}_1^2 + \dot{Z}_1^2) \quad (1)$$

($\dot{X}_1, \dot{Y}_1, \dot{Z}_1$ — проекции скорости точки на абсолютные оси координат).

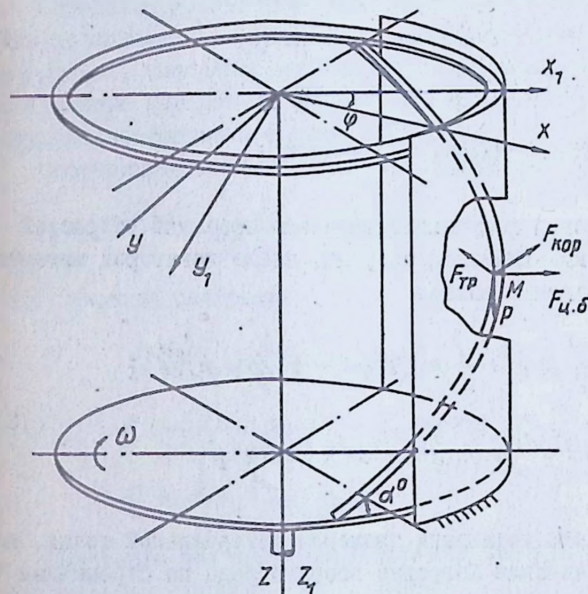


Рис. 1.

Но так как мы рассматриваем относительное движение летучки, то составим уравнения кинетической энергии в относительных координатах X, Y, Z [2]

$$T = \frac{1}{2} (\dot{X}^2 + \dot{Y}^2 + \dot{Z}^2) + \frac{1}{2} m (\dot{X}^2 + \dot{Y}^2) \omega^2 + m \omega (X\dot{Y} - \dot{X}Y).$$

Положение материальной точки на поверхности лопасти винтового отбойного органа будет определяться обобщенными координатами z, φ и связывающими их уравнениями винта

$$\begin{aligned} X &= z \cos \varphi, \\ Y &= z \sin \varphi, \\ Z &= z \varphi \operatorname{tg} \alpha, \end{aligned} \quad (2)$$

где z, φ — обобщенные координаты; α — угол, образованный основанием и лопастью винта.

Следовательно, проекциями скорости точки будут

$$\begin{aligned} \dot{X} &= \dot{z} \cos \varphi - z \sin \varphi \cdot \dot{\varphi}, \\ \dot{Y} &= \dot{z} \sin \varphi + z \cos \varphi \cdot \dot{\varphi}, \\ \dot{Z} &= z \varphi \operatorname{tg} \alpha + z \dot{\varphi} \operatorname{tg} \alpha. \end{aligned}$$

Подставив полученные значения проекций скоростей в выражение кинетической энергии, после некоторых математических упрощений найдем

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} m \dot{z}^2 + \frac{1}{2} m (z^2 \dot{\varphi}^2 + z^2 \operatorname{tg}^2 \alpha \dot{\varphi}^2) + \\ &+ \frac{1}{2} m \dot{z}^2 \varphi^2 \operatorname{tg}^2 \alpha + \frac{1}{2} m z^2 \omega^2 + m \omega z^2 \dot{\varphi}. \end{aligned} \quad (3)$$

Составим уравнения движения материальной точки, используя уравнение Лагранжа второго рода по переменным z и φ

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} &= Q_z, \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} &= Q_\varphi. \end{aligned} \quad (4)$$

Подставив в (4) выражение кинетической энергии (3), будем иметь

$$\begin{aligned} \ddot{z} (1 + \varphi^2 \operatorname{tg}^2 \alpha) + \ddot{\varphi} z \operatorname{tg}^2 \alpha + 2 \dot{z} \dot{\varphi} \operatorname{tg}^2 \alpha - \dot{\varphi} z (\dot{\varphi} + 2\omega) - z \omega &= \frac{Q_z}{m}, \\ \ddot{z} z \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha + \ddot{\varphi} z^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) + 2 \dot{z} z (\varphi (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) + \omega) &= \frac{Q_\varphi}{m}. \end{aligned} \quad (5)$$

Определим обобщенные силы Q_z, Q_φ . К материальной точке приложены две силы: P — вес летучки и $F_{rp} = mg \cos \alpha$, направленная против относительного движения, оставляющие которой по обобщенным координатам z и φ вытекают обобщенными силами Q_z и Q_φ .

Обобщенную силу определим по формуле [3]

$$Q_z = F_x \frac{\partial X}{\partial z} + F_y \frac{\partial Y}{\partial z} + F_z \frac{\partial Z}{\partial z}. \quad (6)$$

Тогда проекции сил равны

$$\begin{aligned} \text{от } P \quad F_x &= 0, \quad F_y = 0, \quad F_z = mg, \\ \text{от } F_{rp} \quad F_x &= -f mg \cos \frac{x}{r}, \quad F_y = -f mg \cos \frac{y}{r}, \\ F_z &= -f mg \cos \frac{z}{r}. \end{aligned}$$

Подставим эти значения в формулу (6) при учете, что относительная скорость v равна

$$\begin{aligned} \frac{\partial X}{\partial z} &= \cos \varphi, \quad \frac{\partial X}{\partial \varphi} = -z \sin \varphi, \quad \frac{\partial Z}{\partial z} = \varphi \operatorname{tg} \alpha, \\ \frac{\partial Y}{\partial z} &= \sin \varphi, \quad \frac{\partial Y}{\partial \varphi} = z \cos \varphi, \quad \frac{\partial Z}{\partial \varphi} = z \operatorname{tg} \alpha, \\ v &= \sqrt{\dot{z}^2 + z^2 \dot{\varphi}^2 + (z \varphi + z \dot{\varphi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}. \end{aligned}$$

Используя эти значения в формуле обобщенных сил, получаем

$$Q_2 = -\frac{fmg \cos \alpha}{v} (\dot{X} \cos \varphi + \dot{Y} \sin \varphi + \dot{z} \varphi \operatorname{tg} \alpha) + mg \varphi \operatorname{tg} \alpha =$$

$$= -\frac{fmg \cos \alpha}{\sqrt{\dot{z}^2 + z^2 \dot{\varphi}^2 + (\dot{z} \varphi + z \dot{\varphi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}} (\dot{z} (1 + \varphi^2 \operatorname{tg}^2 \alpha) + z \varphi \dot{\varphi} \operatorname{tg}^2 \alpha), \quad (7)$$

$$Q_\varphi = -\frac{fmg \cos \alpha}{v} ((-\dot{X} \sin \varphi + \dot{Y} \cos \varphi)z + \dot{z} z \operatorname{tg} \alpha) + mg z \operatorname{tg} \alpha =$$

$$= -\frac{fmg \cos \alpha}{\sqrt{\dot{z}^2 + z^2 \dot{\varphi}^2 + (\dot{z} \varphi + z \dot{\varphi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}} (\dot{\varphi} z (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) + \dot{z} \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha) +$$

$$+ mg z \operatorname{tg} \alpha.$$

Подставив найденные значения обобщенных сил в уравнения движения (5), получим систему уравнений

$$\ddot{z} (1 + \varphi^2 \operatorname{tg}^2 \alpha) + \ddot{\varphi} z \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha = -2 \dot{z} \dot{\varphi} \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha + \dot{\varphi} z (\varphi + 2\omega) +$$

$$+ z \omega - \frac{f g \cos \alpha}{\sqrt{\dot{z}^2 + z^2 \dot{\varphi}^2 + (\dot{z} \varphi + z \dot{\varphi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}} (\dot{z} (1 + \varphi^2 \operatorname{tg}^2 \alpha) + z \varphi \dot{\varphi} \operatorname{tg}^2 \alpha),$$

$$\ddot{z} z \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha + \ddot{\varphi} z^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) = -2 z \dot{z} (\dot{\varphi} (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) + \omega) -$$

$$- \frac{z f g \cos \alpha}{\sqrt{\dot{z}^2 + z^2 \dot{\varphi}^2 + (\dot{z} \varphi + z \dot{\varphi})^2 \operatorname{tg}^2 \alpha}} (\dot{\varphi} z (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) + \dot{z} \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha) +$$

$$+ g z \operatorname{tg} \alpha. \quad (8)$$

Уравнения движения (8) представляют собой систему дифференциальных уравнений второго порядка с неразделенными переменными. Для дальнейшего исследования и решения уравнений движения проведем операцию разделения переменных.

Если правые части уравнений (8) обозначить через F_1 и F_2 , то система уравнений примет вид

$$\left. \begin{aligned} \ddot{z} (1 + \varphi^2 \operatorname{tg}^2 \alpha) + \ddot{\varphi} z \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha &= F_1 \\ \ddot{z} z \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha + \ddot{\varphi} z^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) &= F_2 \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

т.е. (9) является квадратной системой уравнений относительно $\ddot{z}$ и $\ddot{\varphi}$, основной определитель которого

$$\Delta = \begin{vmatrix} 1 + \varphi^2 \operatorname{tg}^2 \alpha & z \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha \\ z \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha & z (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha) \end{vmatrix}.$$

Значение его равно

$$\Delta = (1 + \varphi^2 \operatorname{tg}^2 \alpha)(z + z \operatorname{tg}^2 \alpha) - z \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha \cdot z \varphi \operatorname{tg}^2 \alpha =$$

$$= z^2 (1 + \operatorname{tg}^2 \alpha + \varphi^2 \operatorname{tg}^2 \alpha).$$

Таким образом, определитель основной матрицы не равен нулю при $z \neq 0$. Следовательно, при $z \neq 0$ система линейных уравнений (9) имеет решение, оно единственно и однозначно определяется формулами Крамера [4]. Тогда

$$\ddot{z} = \frac{\Delta_1}{\Delta}, \quad \ddot{\varphi} = \frac{\Delta_2}{\Delta}, \quad (10)$$

где

$$\Delta_1 = \begin{vmatrix} F_1 & z\varphi tg^2\alpha \\ F_2 & z^2(1+tg^2\alpha) \end{vmatrix}$$

служит определителем, полученным из основного определителя заменой его первого столбца столбцом свободных членов, и равен определителю

$$\Delta_1 = F_1 z^2(1+tg^2\alpha) - F_2 z\varphi tg^2\alpha;$$

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} 1 + \varphi^2 tg^2\alpha & F_1 \\ z\varphi tg^2\alpha & F_2 \end{vmatrix},$$

полученным из основного определителя заменой ее второго столбца столбцом свободных членов

$$\Delta_2 = F_2(1 + \varphi^2 tg^2\alpha) - F_1 z\varphi tg^2\alpha.$$

Подставив значения определителей в выражение (10), найдем

$$\ddot{z} = \frac{F_1 z^2(1+tg^2\alpha) - F_2 z\varphi tg^2\alpha}{z^2(1+tg^2\alpha + \varphi^2 tg^2\alpha)},$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{F_2(1 + \varphi^2 tg^2\alpha) - F_1 z\varphi tg^2\alpha}{z^2(1 + tg^2\alpha + \varphi^2 tg^2\alpha)}. \quad (11)$$

Заменяя F_1 и F_2 их действительными выражениями, после некоторых математических преобразований найдем уравнение движения луточки по лопасти

$$z = \frac{1}{1 + tg^2\alpha + \varphi^2 tg^2\alpha} [g\varphi tg\alpha + (z\omega^2 + 2\omega\dot{\varphi} + z\dot{\varphi}^2)(1 + tg^2\alpha) + 2\omega\dot{\varphi} tg^2\alpha] - \frac{(1 - tg^2\alpha + \varphi^2 tg^2\alpha)\dot{\varphi} g \cos\alpha}{\sqrt{\dot{z}^2 + z^2\dot{\varphi}^2 + (\dot{\varphi}\varphi + z\dot{\varphi})^2 tg^2\alpha}},$$

$$\varphi = \frac{1}{z(1 + tg^2\alpha + \varphi^2 tg^2\alpha)} [g tg\alpha - 2\dot{z}\dot{\varphi} - 2\dot{z}\omega(1 + \varphi^2 tg^2\alpha) - z\dot{\varphi}\dot{\varphi} tg^2\alpha(\dot{\varphi} + 2\omega) - z\omega^2\varphi tg^2\alpha] - \frac{\dot{\varphi} g \cos\alpha}{\sqrt{\dot{z}^2 + z^2\dot{\varphi}^2 + (\dot{\varphi}\varphi + z\dot{\varphi})^2 tg^2\alpha}}. \quad (12)$$

Выражение (11) описывает закон движения луточки хлопка-сырца по поверхности винтового питающе-отбойного органа многовалочного вертикального джана. Полученная система дифференциальных уравнений решена методом Эйлера на ЭВМ при различных геометрических и кинематических параметрах питающе-отбойного органа.

По результатам проведенных исследований построены графики перемещения луточки по поверхности лопасти в зависимости от угла подъема лопасти α и частоты вращения питающе-отбойного органа (рис. 2).

Поскольку ось координат Z, Z_1 направлены вниз (см. рис. 1), то, согласно технологии подачи хлопка-сырца в вертикальном многовалочном джана, положительные значения Z означают на графиках опускание луточки, а отрицательные — подъем. Движение луточки по лопасти питающе-отбойного органа осуществляется по закону, близкому к параболическому. В начальный момент движения луточки по лопасти она опускается вдоль оси Z (см. рис. 2).

Исходя из прочностных характеристик питающе-отбойного органа [5], ширина лопасти отбойного органа равна 50 мм. На основании этого рассмотрим перемещение летучки по лопасти на указанном отрезке, что на рис. 2 соответствует интервалу от начала координат до метки (х). Анализ

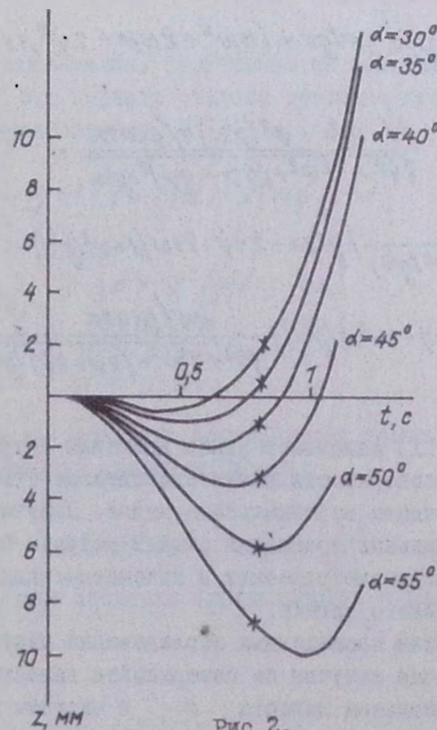


Рис. 2.

движения летучки по лопасти в этом интервале показывает, что при угле подъема лопасти, меньшем 37° , летучка поднимается по оси Z , а при угле подъема лопасти больше 37° летучка опускается по оси Z .

Исходя из требований технологического процесса равномерной загрузки хлопком-сырцом всех зон джанирования по высоте рабочих валиков, критерием для выбора оптимального угла подъема лопасти питающе-отбойного органа служит минимум перемещения летучки вдоль оси Z . Следовательно,

наиболее рациональный угол подъема лопасти питающе-отбойного органа $\alpha = 37^\circ \pm 3^\circ$. Анализ графических зависимостей перемещения летучки по поверхности лопасти вдоль оси

Z от угла подъема лопасти и частоты вращения отбойного органа подтверждает, что при частоте вращения отбойного органа, равной $\omega = 80$ об/мин, оптимален угол подъема лопасти $\alpha = 37^\circ$.

Итак, полученный рациональный угол подъема лопасти соответствует оптимальному углу подъема лопасти питающе-отбойного органа при движении летучки по поверхности лопасти и кожуха многоваличного вертикального джина.

Таким образом, составлена и решена на ЭВМ система дифференциальных уравнений движения летучки хлопка-сырца по поверхности лопасти винтового питающе-отбойного органа многоваличного вертикального джина; определены закономерности движения летучки хлопка-сырца по поверхности лопасти питающе-отбойного органа в зависимости от угла подъема и частоты вращения питающе-отбойного органа многоваличного джина; обоснован рациональный угол подъема лопасти питающе-отбойного органа, равный $\alpha = 37^\circ \pm 3^\circ$ при частоте вращения отбойного органа $\omega = 80$ об/мин.

Список использованной литературы

1. А.о. 737510 (СССР). Валичный джин/ Усманходжаев Х.Х. / и др. // Б.п. 1980. № 20.
2. Б а т ь М.И., Д ж а л и л а д з е Г.Ю., К е л ь з о н А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах. Т.П. М.: Наука, 1975.
3. В о р о н к о в И.М. Теоретическая механика. М.: Высшая школа, 1961.
4. И л ь и н В.А., П о з н я к Д.Г. Линейная алгебра. М.: Наука, 1981.
5. Н а с р у л л а е в Т.К., И р м а т о в Р.Н. Обоснование выбора некоторых геометрических параметров питающе-отбойного органа многоваличного джина// Анализ и синтез хлопковых механизмов и машин. Ташкент: Фан, 1987. С. 133-136.

УДК 631.358:633.51

В.Г.Бережной, В.А.Галимов, А.А.Ризаев

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДИАМЕТРАЛЬНОГО ВЕНТИЛЯТОРА ДЛЯ УЛАВЛИВАНИЯ ПОТЕРЬ И ПОДБОРА ХЛОПКА В УБОРОЧНОМ АППАРАТЕ

Хлопкоуборочный аппарат с диаметральной вентилятором в качестве подборщика хлопка обеспечивает полноту сбора на уровне серийного аппарата с пневмоподборщиком [1]. При этом засоренность хлопка несколько повышается за счет подбора вместе с хлопком опавших на землю листьев хлопчатника.

Для уменьшения засоренности подобранного хлопка изучается вопрос об улавливании хлопка до его опадения на землю. Такой улавливатель получен при установке соответствующих всасывающих насадков (сопел) на диаметральный вентилятор (ДВ) вместо сопел подборщика. В этом случае обрабатываются кусты, выходящие из рабочей щели аппарата, всасывающим воздушным потоком и улавливаются летучки и дольки хлопка, сбрасываемые с куста при его выпрямлении.

Проведены полевые опыты в четырех вариантах для аппаратов: 1 - с наклонным съемником и подборщиком на базе ДВ; 2 - с серийным съемником и подборщиком ДВ; 3 - с наклонным съемником; 4 - с серийным съемником и улавливателем потерь. Соответственно в каждом варианте получены следующие агропоказатели: потери на землю - 7,4%, 7,66, 8,75, 7,44%; осталось на кустах - 2,73, 2,53, 2,84, 1,86%; обработано в бункер - 89,87 (+1,83), 89,84 (+2,45), 88,41 (+1,3), 89,82 (+1,72)%. Опыты проводили по усовершенствованной методике оценки хлопкоуборочных машин - с подсчетом количества хлопковых семян на участке длиной 3 м [2] в пятикратной повторности.

Установлено, что подборщик и улавливатель обеспечивают одинаковую полноту сбора хлопка-сырца аппаратом - 89,8%, использование подборщика и улавливателя в сравнении с аппаратом, имеющим наклонный съемник, повышает полноту сбора незначительно.

К сезону 1987 г. для проведения хозяйственных испытаний с целью получения информации о надежности работы съемника и подборщика подготовлен аппарат с наклонными съемниками и подборщиком хлопка.

Аэродинамическая характеристика вентилятора была получена на стенде по методике, разработанной в [3]. Характеристика вентилятора с ротором диаметром 160 мм при числе оборотов 2000 мин⁻¹ представлена на рисунке. На этом же стенде получена характеристика вентилятора, изготовленного в САИМЭ, для установки на малогабаритном аппарате. Выявлено, что он имеет более высокие коэффициент расхода и давление.

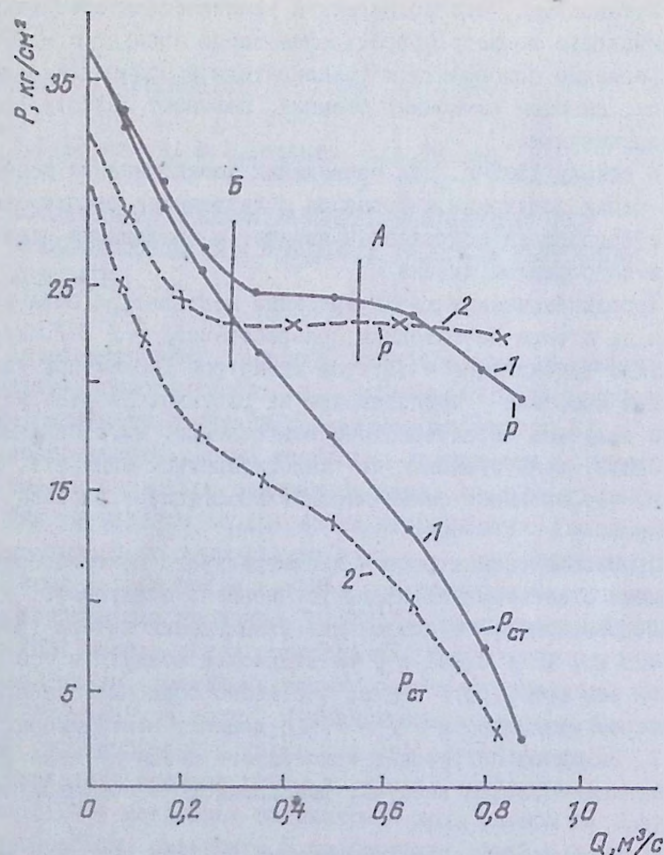
При исследовании работы диаметрального вентилятора с сопловыми элементами на входе установлено следующее.

1. Вентилятор с соплом для улавливания потерь ($H=600$ мм, $B=80$ мм, $S=0,048$ м²) имеет расход воздуха в 0,6 раз меньше, чем при работе сопла, что можно объяснить пологим характером зависимости $P=f(Q)$ данного вентилятора.

2. Выходной патрубок с колосниками незначительно (6-8%) уменьшает расход воздуха, всасываемого в сопловый патрубок.

3. Всасывающее сопло подборщика (высота заходной части $H=400$ мм, площадь сопла $S=0,0079$ м²) уменьшает расход воздуха на 45%.

Уменьшение высоты части патрубка, примыкающей к вентилятору, с 400 до 240 мм не влияет на величину расхода воздуха, лишь при снижении данной высоты до уровня менее 240 мм начинается уменьшение расхода воздуха. Указанное позволяет сделать вывод о возможности выполнения вентилятора высотой 300 мм, и это обеспечит расход воздуха 0,3 м³/с при площади сопла 0,0123 м² (лучшие показатели в опы-



Зависимость $P = f(Q)$ опытных вентиляторов в условиях работы с улавливателем (А) и подборщиком (Б) при $l = 600$ мм, $n = 2000$ м⁻¹ и ϕ ротора 160 мм (1) и 140 мм (2).

тах, проведенных совместно с САИМЭ), $V_B = 24,4$ м/с, что соответствует величине скорости воздуха в серийном пневмо-подборщике.

В начале сезона аппарат участвовал в испытаниях, проводимых МНТЦ, а затем на полях колхоза им. "Калинина" Янгильского р-на Ташкентской области при сборе хлопка-сырца сорта С-4880. За время работы аппарата поломок съемника и его привода, а также замоток шпинделя волокном хлопка не отмечалось. Забои транспортного коридора между съемниками на первом сборе не наблюдались, лишь на втором сборе в нижнюю часть коридора попадали крупные ветки.

На полях САИМЭ проведены опыты по определению агротехнических показателей аппарата при различных вариантах работы на сборе перспективного сорта хлопчатника С-6524 (таблица). Установлено, что полнота сбора аппаратом на хлопке этого сорта уменьшается на 5-6% в сравнении с сортом С-4880.

Аппарат	Собрано в бункер, %	Осталось на кусках, %	Потери на земле, %	Засоренность хлопка, %	Примечание
Серийный	82,8±1,7	12,8	4,3	6,6	Без подборщика
Опытный	83,8±1,5	12,5	3,7	6,9	Подборщик ДВ не работает
Серийный	74,2±1,9	17,6	8,2	7,0	Вторая скорость машины и аппарата
Опытный	73 ±2,1	17,8	9,2	7,4	"
Серийный	81,7±1,6	12,9	5,4	6,9	Первая скорость, работает подборщик ДВ
Опытный	85 ±1,8	11,5	3,5	8,1	"
Серийный	84,5±1,5	10,4	5,4	5,8	Без подборщика, раскрытие 80%
Опытный	86,1±1,3	9,38	4,5	6,2	Подборщик ДВ, закрыто дно приемной камеры
Серийный	81,25±1,7	12,5	6,25	5,6	
Опытный	84,46±1,4	12,2	3,34	7,0	
Опытный	87,1±1,6	9,8	3,1	6,5	Дующий поток в улавливателе

При работе аппарата с подборщиком на базе ДВ потери хлопка уменьшаются на 2%, аппарат с наклонным съемником имеет лучшие агропоказатели в сравнении с серийным аппаратом за счет того, что приемная камера закрыта сверху на 190 мм. Это обеспечивает большую скорость воздуха около шпинделей, что позволяет улавливать хлопок, идущий как "пронос". В результате потери хлопка, попадающего на землю, уменьшаются.

Список использованной литературы

1. Т о п а л и д и Д.Н. [и др.]. Исследование подборщика с диаметральной вентилятором // Механизация хлопководства. 1986. № 8. С.6-7.
2. Ш а г и е в Н.А. [и др.]. Эффективность усовершенствованной методики оценки хлопкоуборочных машин // Механизация хлопководства. 1989. № 7. С.13.
3. Б е р е ж н о й В.Г., В а х р а м е е в А.А. О возможности применения диаметральных вентиляторов во всасывающей системе пневмотранспорта хлопкоуборочных машин // Вопросы механики. 1972. № II. С.42.

Кл 2

УДК 631.358:633.551

Н.Б.Баратов

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЯГОВОЙ СПОСОБНОСТИ МУФТЫ СЦЕПЛЕНИЯ ЖЕСТКО-ФРИКЦИОННОГО ПРИВОДА ШПИНДЕЛЕЙ ХЛОПКОУБОРОЧНОГО АППАРАТА

Технологическая стабильность хлопкоуборочной машины зависит от надежности работы механизма привода шпинделей. Известно много видов шпинделей и различных конструкций и кинематических схем механизма их привода. В конструкции отечественной хлопкоуборочной машины в качестве привода шпинделей применяется клиноременная передача. Она проста в конструкции и обслуживании, но ненадежна в процессе передачи крутящего момента к шпинделям из-за многосателлитности механизма, т.е. угол обхвата приводных роликов ремнями не соответствует требованиям ГОСТа.

Поисковые работы, направленные на замену существующего привода шпинделей с жестким приводом, пока не дали ощутимых результатов. Предложенная нами конструкция жестко-фрикционного привода шпинделей является работоспособной для осуществления его реверсивно-планетарного движения [1, 2]. При проектировании и изготовлении данного механизма необходимо исследование тяговой характеристики его муфты сцепления. С этой целью на одношпиндельной универсальной установке [3] были проведены экспериментальные исследования по определению тяговой способности муфты сцепления в зависимости от массы и частоты вращения шпинделя при его реверсивном движении. При этом конусность конической муфты сцепления составляла 12° , ширина поверхности - 6 мм, усилия прижима между сцепляющимися поверхностями - 5-6 кг. При этих па-

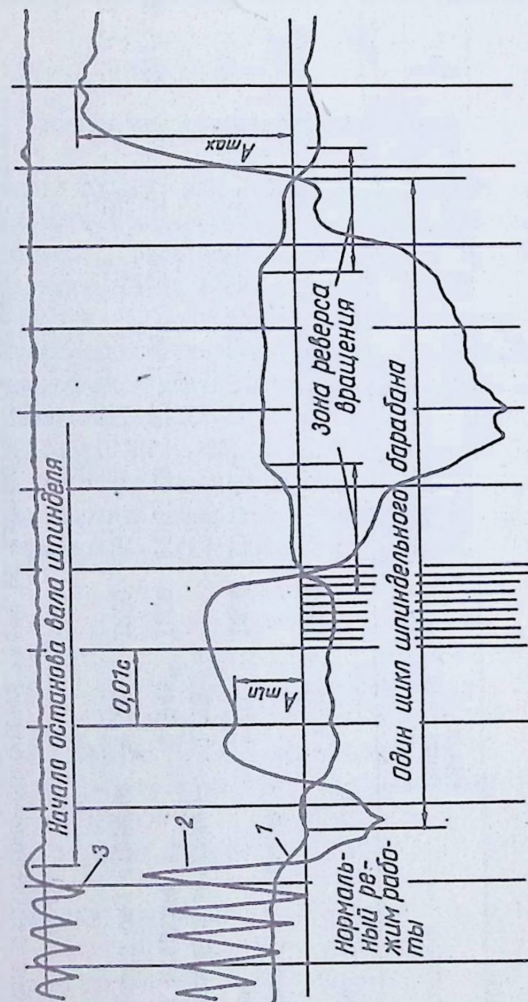
раметрах в холостых режимах движения шпинделя на установке реверсивное движение его происходило четко и однозначно [2].

В технологическом процессе сбора хлопка-сырца шпиндели, как правило, испытывают неодинаковые по величине нагрузки, возникающие при обжиге кустов хлопчатника шпиндельными барабанами, и случайные нагрузки, вызванные инородными предметами (комки земли и др.), попадающими в рабочую щель аппарата. Известно, что в таких случаях шпиндели пробуксовывают вследствие фрикционности их привода. Это необходимое свойство, которое обеспечивают упругие элементы, установленные между шестерней и конической частями полумуфты, сохранено в предложенной нами конструкции.

Эксперименты проводились при цельнометаллическом (масса 1,41 кг), с оболочковым с цельным стержнем (1,71 кг), оболочковым с антиинерционным стержнем (1,73/0,94 кг) и оболочковым без несущего стержня (0,78 кг) шпинделями в двух скоростных режимах вращения. Нагрузки на шпиндели осуществляли при помощи тормозного устройства установки, которым можно приостанавливать вращательное движение шпинделя, хотя будут продолжать действовать приводные шестерни — полумуфты. Фрагмент полученной таким путем осциллограммы показан на рисунке, где: 1 — имитированное вращение шпиндельного барабана; 2 — крутящий момент на валу шпинделя; 3 — количество оборотов шпинделя в технологических зонах на барабане.

Установлено, что независимо от частоты вращения средняя амплитуда крутящего момента, возникающая на валу оболочкового шпинделя с цельным стержнем, была ниже на 1,0–1,5 кгм, чем у антиинерционного оболочкового шпинделя, и на 1,5–2,1 кгм, чем у оболочкового шпинделя без стержня (таблица). Определены также влияния массы и частоты вращения шпинделя на величину передаваемого крутящего момента. Подтверждена необходимость уменьшения массы рабочих органов для повышения надежности протекания технологического процесса.

Таким образом, при проектировании механизма привода шпинделей жакто-фрикционного типа необходимо увеличить



Результаты обработки осциллограмм по определению тяговой способности муфты сцепления механизма привода шпинделей (среднее значение)

Шпиндель	Масса шпинделя, кг	$P_{ш}$, об/м	Амплитуда, М _{кр} мм/кгм		$P_{ш}$, об/м	Амплитуда, М _{кр} мм/кгм	
			A_{min}	A_{max}		A_{min}	A_{max}
Серийный цельнометаллический	1,41	1200	9/0,819	47/4,28	700	10/0,908	46/4,18
Оболочковый с цельным стержнем	1,71	1200	10/0,908	51/4,64	700	11/1,01	48/4,46
Оболочковый с антиинерционным стержнем	1,73 0,948*	1200	21/1,92	62/5,64	700	19/1,73	58/5,27
Оболочковый без стержня	0,75	1200	18/1,64	56/5,08	700	19/1,73	57/5,18

* Масса структурно-свободной части антиинерционного стержня оболочкового шпинделя.

жесткость упругого элемента, установленного между шестерней и конической частью полумуфты, и геометрические размеры узла привода с расчетом вместимости сателлитов в механизме.

Список использованной литературы

1. А.с. 654212 (СССР). ИКИ А ОI Д 45/18. Привод шпинделей вертикально-шпиндельного хлопкоуборочного барабана / Файзиев И.Х., Баратов Н.Б., Абдувалиев У.А. // Открытия. Изобретения. 1979. № 12. С.6-7.
2. Баратов Н.Б. Определение чисел оборотов частей антиинерционного стержня оболочкового шпинделя // Совершенствование машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1989. С.110-112.
3. А.с. 1137368 (СССР). ИКИ С ОI М 15/00; А ОI Д 46/14. Стенд для имитации силовых воздействий на шпиндели хлопкоуборочных аппаратов / Файзиев И.Х., Баратов Н.Б., Абдурахманов С. // Открытия. Изобретения. 1985. № 4. С.133.

Кил 2

УДК 631.3.633:621.667

И.Х.Файзиев, А.М.Икрамов, М.У.Ишанкулов

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КИНЕМАТИКИ ДВУПЛЕЧЕГО
ПЛАНЕТАРНО-МАНИПУЛЯТОРНОГО ПОДБОРЩИКА ХЛОПКА

Планетарно-манипуляторный подборщик состоит из двупле-
чего рычага, имеющего втулку осевого отверстия посередине,
посредством которой двуплечие рычаги набираются на оси, мон-
тированные двумя концами во фланцы. Комплекс набора осей,
двуплечих рычагов, фланцев, стянутых между собой посредст-
вом осей, неоушких рычагов с их втулками, составляет рабочий
барабан подборщика. Двуплечий рычаг представляет собой при-
водной и рабочие плечи, расположенные по обе стороны втулок
осевого отверстия [1].

Приводное плечо при вращении рабочего барабана в зо-
нах съема хлопка о рабочих органах, расхождения от цилинд-
рического положения и схождения взаимодействует с централь-
ным направляющим кулачком, конфигурация которого синтезиру-
ется из условий динамичности во всех зонах их взаимодейст-
вия.

В рабочей зоне приводное плечо имеет сопряжение с ку-
лачком только при условии, если глубина междурядья превыша-
ет допустимое значение амплитуды копирования, а в осталь-
ных случаях рабочее плечо, находясь в сопряжении с поверх-
ностью междурядья, выводит рабочее плечо из сопряже-
ния с кулачком. Конфигурация кулачка в этой зоне позволя-
ет предоставить дополнительную свободу рабочему плечу и,
следовательно, всему двуплечему рычагу, что используется
для копирования рабочим плечом всевозможных конфигураций
междурядий хлопкового поля.

Этот механизм планетарный, так как двуплечий рычаг вра-
щается вокруг оси их монтажа, которая сама вращается вокруг
оси рабочего барабана.

Структурная формула механизма с одним рабочим органом
в зоне сопряжения с кулачком -

$$W = \mathcal{Z}_n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1, \quad (1)$$

в рабочей зоне -

$$W = \mathcal{Z}_n - 2P_5 - 0 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 0 = 2. \quad (2)$$

Одна степень свободы используется для копирования,следо-
вательно, закономерность одного источника привода рабоче-
го органа связана с конфигурацией междурядья.

Планетарно-манипуляторный механизм имеет следующие ки-
нематические особенности:

1. Векторное свойство радиусов сопряжения планетарных
механизмов [2] характеризует и данный планетарный механизм,
но в связи с тем, что эти радиусы составляют треугольник вме-
сто линии при цилиндрических передачах, ранее выведенная на-
ми общая векторная формула

$$\bar{z}_n = \bar{z}_a - \bar{z}_b \quad (3)$$

остается в силе и для случая расположения точек сопряжения
звеньев вне одной линии и имеет вид (для скалярных величин
параметров)

$$z_n = z_a \cos \alpha - z_b \cos \beta. \quad (4)$$

2. Для (4) применим принцип независимости действия для
общего случая, т.е. подвижным является также и кулачок во-
круг оси крепления [3]:

$$z_n \cdot \dot{\alpha} = z_a \cdot \cos \alpha \cdot \omega_a - z_b \cos \beta \cdot \Omega_{ba}, \quad (5)$$

$$z_n \omega_n = z_a \cdot \dot{\alpha} - z_b \cos \beta \cdot \Omega_{bn}. \quad (6)$$

Суммируем обе части равенства почленно

$$z_n \omega_n = z_a \omega_a \cos \alpha - z_b (\Omega_{ba} + \Omega_{bn}) \cos \beta \quad (7)$$

Для нашего случая $\omega_a = 0$, поэтому

$$z_n \omega_n = -z_b (\Omega_{ba} + \Omega_{bn}) \cos \beta, \quad (8)$$

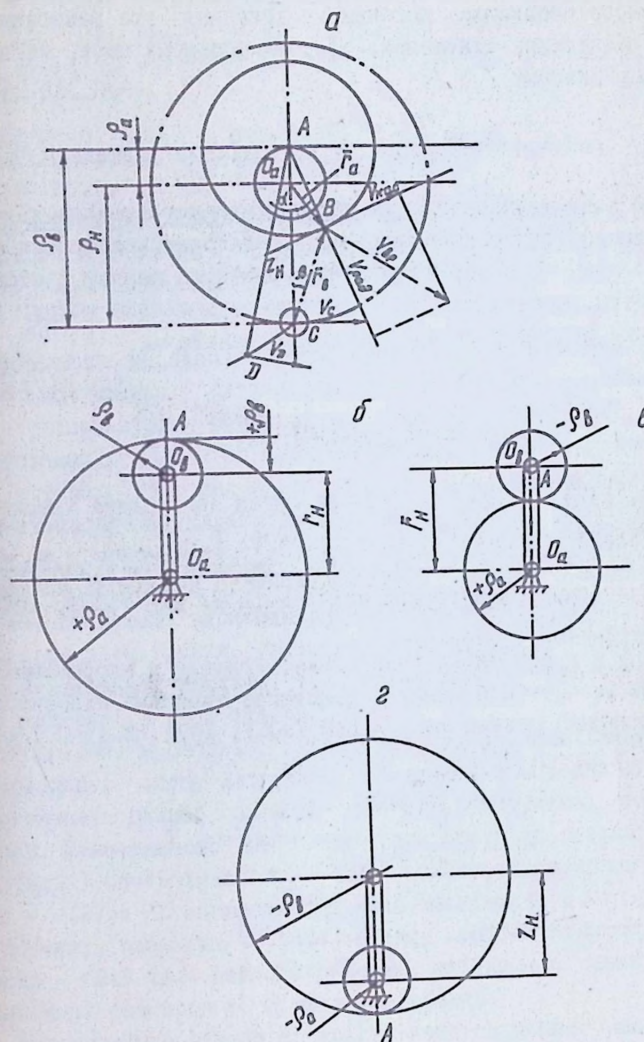
здесь Ω_{Ba} и Ω_{Bh} зависят от конфигурации кулачка, размеров водила (барабана) и $r_B \cos \beta$ определяют размер и место контакта приводного плеча с направляющим кулачком.

3. Для получения полного представления о линейных скоростях в каждой точке двуплечего рычага, в том числе и на рабочем плече, необходимо найти мгновенный центр вращения (МЦВ) сателлита, представляющего двуплечий рычаг (рисунок, а). МЦВ рычага — сателлита графически можно определить на основе того, что скорости двух его точек — оси сопряжения с водилом (барабаном) (С) и места контакта с кулачком (В) — можно считать известными, так как в этих точках линейные скорости направлены по касательной к траектории их движения. Проведением перпендикуляров СА и ВА находим точку МЦВ. В рабочей зоне захватывающий элемент сопрягается с почвой (в этом положении для нахождения МЦВ перпендикуляр проводится из свободной точки В к радиальной от центра кулачка линии). Любое положение при движении рабочего плеча может рассматриваться как сопряжение приводного плеча с неподвижным кулачком. Перпендикуляр может проводиться также непосредственно из точки сопряжения рабочего плеча с почвой. При известном положении МЦВ нетрудно найти вектор скорости произвольной точки.

4. После определения положения МЦВ можно применить центроидно-эквивалентную теорию (ЦЭТ) [2]. Согласно ЦЭТ движение рассматриваемого сателлита может быть представлено как точка с радиусом, равным радиусу подвижной центроиды, сопряженной с неподвижным колесом, равным неподвижной центроиде. Но место и размер водила остаются неизменными. Получаемый на основе центроидов механизм называется эквивалентным планетарным механизмом. В зависимости от расположения МЦВ по отношению к точкам сопряжения водила со стойкой O_a и сателлитом С он может быть одним из гипо-, эпи- или пероциклоидальных механизмов (рисунок, б-г). Это следует из того, что

$$\bar{r}_h = \bar{r}_a - \bar{r}_b.$$

(9)



5. В связи с планетарно-манипуляторным механизмом внешнего сцепления необходимо дополнить три разновидности передаточных отношений, сформулированных нами, четвертым, линейно-угловым [3]:

$$\omega = \frac{\gamma}{\varphi} \quad (10)$$

В этом случае угол поворота двуплечего рычага зависит от величины радиуса кулачка или места соприкосновения рабочего плеча с поверхностью междурядья, а первый и второй параметры, приводящие во вращательное движение вокруг оси подвески рабочего органа, являются линейными.

Список использованной литературы

1. А.с. 1124892 (СССР). Рабочий орган подборщика хлопка / Файзиев И.Х. и др. // Б.И. 1984. № 43.
2. Ф а й з и е в И.Х. Центроиды движения сателлитов цилиндрических планетарных механизмов // ДАН УзССР. 1969. № 1. С.9-10.
3. Ф а й з и е в И.Х. Радиусовые, угловые и скоростные передаточные отношения и некоторые свойства плоских планетарных механизмов // ДАН УзССР. 1971. № 1. С.15-17.

кел 2

УДК 631.358

А.Т.Йулдашев, М.Д.Сагатов, Н.Н.Мирзаев, А.И.Юга

ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ НИЖНЕЙ ОПОРЫ ШПИНДЕЛЯ ХЛОПКОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ, ОСНАЩЕННОЙ ВТУЛКОЙ ИЗ НОВЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Повышение надежности узлов нижней опоры шпинделя хлопкоуборочной машины - актуальная задача. При изготовлении втулки используется серийный порошок марки ЭГР1, 5Д2, 5КО, 8, работающий в паре со стальным валом, на рабочую поверхность которого нанесено износостойкое хромовое покрытие. При анализе условий эксплуатации установлено, что данная пара трения не обеспечивает требуемый ресурс работы и зачастую выходит из строя, не отработав и одного полевого сезона. Возможны следующие варианты решения проблемы: изменение материалов пары трения, улучшение конструкции нижней опоры и комбинированный вариант, т.е. применение лучшей конструкции и материалов пары трения.

Испытания проводили на стенде, позволяющем имитировать реальную схему нагружения шпинделей и определить износостойкость нижней опоры на рабочих и ускоренных режимах (Ризаев, Шамсутдинов, 1987). При этом скорость вращения шпинделя (вала) составляла $n_{ш} = 1250$ об/мин, радиальная нагрузка - 127,4 Н, скорость вращения шпиндельного барабана - 120 об/мин, съемника - 1800 об/мин, продолжительность испытаний - 240 час. Износостойкость определяли измерением линейных размеров до и после испытаний.

Изготовление втулки из нового композиционного материала, а также диффузионное борирование пальца осуществлено в Институте проблем материаловедения АН УССР. Новый композиционный материал обладает пористостью, аналогичной материалу

ШГр I, 5Д2, 5К0, 8, и перед эксплуатацией также подвергается пропитке в масле. В отличие от серийного он имеет железолатунную основу с упрочняющими добавками карбида бора. Комбинации материалов пары палец-втулка, использованные при стендовых испытаниях серийной конструкции, приведены ниже:

Серия	Материал пальца	Материал втулки
Опытная I	Сталь 35 с боридным покрытием	Новый композиционный материал
II	То же	ШГр I, 5Д2, 5К0, 8
III	Сталь 35 с хромовым покрытием	Новый композиционный материал
Серийная IV	То же	ШГр I, 5Д2, 5К0, 8

Установлено, что наиболее износостойкая пара, — когда палец боридован и применен новый композиционный материал втулки. Использование серийного пальца и нового композиционного материала втулки уступает по износостойкости предыдущей паре, но несколько лучше в сравнении с серийной парой.

Таким образом, пара трения композиционный материал железолатунь и сталь 35, подвергнутая диффузионному борированию, обладает более высоким комплексом трибологических свойств, чем пара трения железографит-сталь 35 с хромированной рабочей поверхностью. Для быстрого внедрения научных разработок с минимальными затратами возможно применение серийного пальца с новым композиционным материалом железолатунь.

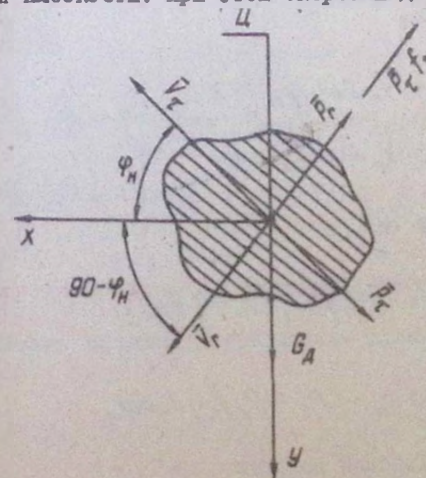
УДК 631.358:633.511(088.8)

В.А.Хон

ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ДОЛЬКИ ХЛОПКА В СОПЛО ПНЕВМОПОДБОРЩИКА^I

При разработке эффективного накалывающего типа рабочего органа для подбора хлопка возникает необходимость определения закономерностей движения массы дольки хлопка при отрыве от поверхности зуба, что позволит оптимизировать размещение сопла относительно рабочего органа подборщика хлопка.

Рассмотрим силы, действующие на дольку хлопка. В начальный момент времени $t = t_n$ центр тяжести дольки располагается в точке с координатами $z(t_n) = z_n$; $r(t_n)$, повернутой на угол φ_n (рисунок) относительно вертикальной плоскости. При этом скорости движения дольки соот-



Силы, действующие на дольку хлопка.

ветственно равны $\dot{r}(t_n) = V_r$; $\dot{z}(t_n) = V_z$.

^I Работа выполнена под руководством акад. АН УзССР А.Д.Глуценко и канд. техн. наук М.Т.Тамболатова.

На поверхность дольки хлопка воздействуют силы аэродинамических сопротивлений движению

$$R_r = K_r V_r^2; \quad P_z = K_z V_z^2$$

(K_r и K_z — коэффициенты, учитывающие форму дольки).

Кроме того, на дольку действуют силы веса G_d и трения от поверхности зуба $P_r f_z$ (f_z — приведенный коэффициент трения дольки о поверхность зуба).

В общем случае дополнительного действия на дольку хлопка сил всасывающего потока воздуха меняются величины V_r и V_z на V_{rv} и V_{zv} и сил P_{rv} и P_{zv} . Рассмотрим движение дольки хлопка в системе координат x/y , неподвижной относительно всасывающего сопла приемной камеры, в которую долька должна транспортироваться.

Для такой системы получим:

— проекции скорости

$$V_x = V_r \cos \varphi_H + V_z \sin \varphi_H = \dot{x};$$

$$V_y = V_r \sin \varphi_H - V_z \cos \varphi_H = \dot{y};$$

проекция внешних сил

$$P_x = -[(P_r + P_r f_z) \cos \varphi_H + P_z \sin \varphi_H]; \quad (1)$$

$$P_y = G_d + P_r \sin \varphi_H - (P_z + P_r f_z) \cos \varphi_H. \quad (2)$$

Уравнение кинетической энергии

$$T = \frac{m_d}{2} (\dot{x}^2 + \dot{y}^2).$$

Работа внешних сил

$$-dA = \delta_x P_x + \delta_y P_y.$$

Получим уравнение движения центра тяжести дольки хлопка

$$m_d \ddot{x}_d = P_x(t); \quad (3)$$

$$m_d \ddot{y}_d = P_y(t).$$

Общее решение системы (3) при начальных условиях

$$x_d(0) = x_{d0}, \quad \dot{x}_d(0) = \dot{x}_{d0}, \quad y_d(0) = y_{d0}, \quad \dot{y}_d(0) = \dot{y}_{d0}$$

и известных функциях $P_x(t)$ и $P_y(t)$ ищем методом операционного исчисления по одной переменной $[1]$.

Если

$$x_d(t) \rightarrow x_d(p); \quad y_d(t) \rightarrow y_d(p);$$

$$P_x(t) \rightarrow P_x(p); \quad P_y(t) \rightarrow P_y(p);$$

то

$$x_d(p) = \frac{P_x(p)}{m_d p^2} - x_{d0} p^2 + \dot{x}_{d0} p;$$

$$y_d(p) = \frac{P_y(p)}{m_d p^2} - y_{d0} p^2 + \dot{y}_{d0} p.$$

После перехода к оригиналам функции в общем виде получим

$$x_d(t) = \int_0^t \int_0^t \frac{P_x(t)}{m_d} dt dt + x_{d0} \frac{t^2}{2} + \dot{x}_{d0} t;$$

$$y_d(t) = \int_0^t \int_0^t \frac{P_y(t)}{m_d} dt dt + y_{d0} \frac{t^2}{2} + \dot{y}_{d0} t.$$

При решении задачи движения массы дольки хлопка при отрыве от поверхности зуба управляемыми параметрами, входящими в уравнения (1) и (2), являются P_x и P_z — вертикальные и продольные жесткостные характеристики конструкции рабочего органа. Такие параметры выбираются из условия заглубления в грунт почвы зубьев и выполняются при максимальной силе сцепления дольки с почвой, равной 0,8Н.

Таким образом, решение задачи сводится к определению координат $x_d(t)$ и $y_d(t)$ для размещения сопла относительно рабочего органа, обеспечивающего при этом виброударную очистку долек хлопка от сорных примесей в фазе их полета от рабочего органа до факела этого сопла [2], а также движения массы дольки хлопка при отрыве от поверхности зуба в зависимости от пространственных колебаний хлопкоуборочной машины.

Список использованной литературы

1. К а л и т к и н Н.Н. Численные методы. М.: Наука, 1978. С. 512.
2. Вибрации в технике: Справочник / Под ред. Болотина В.В. Т. 1-6. М.: Машиностроение, 1978.

СОДЕРЖАНИЕ

Б.М.Исохожаев. Оптимизация параметров и режимов движения колкового барабана очистителя-питателя длина...	3
М.Т.Ташболтаев, Н.Г.Исмаилов. Обоснование параметров уборочного аппарата многократной обработки кустов для уборки тонковолокнистых сортов хлопчатника. . .	7
Г.А.Хромова. Динамика криволинейного рукава высокого давления в машинах хлопкового комплекса	13
О.С.Абляимов, Н.Н.Тульчинская. К вопросу динамики соударения дольки хлопка с ячейкой поджимного барабана	21
Ш.У.Рахматкариев. Теоретическое обоснование параметров семяотводящих игл	28
А.Махатов, М.Т.Ташболтаев. К оптимизации максимального предела полноты сбора хлопкоуборочной машины. . .	34
Ш.У.Рахматкариев, А.И.Ибрагимов. Исследование рабочего валика валичного джана ДВ-1М	38
Х.Т.Туранов, Д.М.Мухамедов, Н.Г.Байбобоев. Механико-математическое моделирование колебаний шпиндельных барабанов хлопкоуборочных машин	42
О.С.Абляимов. К вопросу ооровыделения шпинделем в технологическом процессе вертикально-шпиндельного уборочного аппарата	57
З.Х.Алимова. Исследование динамики движения дольки хлопка на сепарационной поверхности	62
В.А.Галимов. Обоснование параметров воздушораспределительного устройства для дующего потока при пневмотранспорте хлопка	66
В.А.Галимов, В.Г.Бережной. Оптимизация параметров инжекционной камеры	76

- С.Б.Ерофеев. Частоты вращения шпинделей в хлопкоуборочном аппарате 80
- А.Джураев. Переходные процессы в механизме привода рыхлителя хлопка-волокна 85
- Т.К.Наоруллаев, А.М.Лян, Б.Мардонов. Исследование транспортировки летучек хлопка-сырца питающе-отбойным органом многоваличного джина 88
- В.Г.Березной, В.А.Галимов, А.А.Ризаев. Использование диаметрального вентилятора для улавливания потерь и подбора хлопка в уборочном аппарате 98
- Н.Б.Баратов. Исследование тяговой способности муфты сцепления жестко-фрикционного привода шпинделей хлопкоуборочного аппарата 103
- И.Х.Файзиев, А.М.Икрамов, М.У.Ишанкулов. Теоретические основы кинематики двухлучевого планетарно-манипуляторного подборщика хлопка 108
- А.Т.Иудашев, М.Д.Сагатов, Н.Н.Мирзаев, А.И.Юга. Исследование износостойкости нижней опоры шпинделя хлопкоуборочной машины, оснащенной втулкой из новых композиционных материалов 113
- В.А.Хон. Исследование движения дольки хлопка в сопло пневмоподборщика 115

РЕФЕРАТЫ

УДК 621.01

Исохожаев Б.М. Оптимизация параметров и режимов движения колкового барабана очистителя - питателя длина // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С. 3-6.

На основе математических методов планирования определены основные параметры и режимы движения колковых барабанов очистителей хлопка-сырца. Выявлены значимые для параметра оптимизации факторы.

Табл. 3. Библиогр. 4.

УДК 631.358:633.511

Ташболтаев М.Т., Исмаилов Н.Г. Обоснование параметров уборочного аппарата многократной обработки кустов для уборки тонковолокнистых сортов хлопчатника // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С. 7-12.

Приводятся результаты расчетов аппарата многократной обработки кустов хлопчатника для сбора тонковолокнистых сортов хлопчатника с целью обоснования рациональных геометрических и кинематических параметров аппарата.

Табл. 1. Библиогр. 5.

УДК 621.22.018.8

Хромова Г.А. Динамика криволинейного рукава высокого давления в машинах хлопкового комплекса // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.13-20.

Рассматривается динамика криволинейного рукава высокого давления при продольно-поперечных колебаниях с учетом пульсации давления. Жидкость считается идеальной, сжимаемой. Аналитическое решение получено методом осреднения Галеркина с дальнейшим использованием преобразования Лапласа. Расчеты произведены на БЭСМ-6.

Проведена оценка напряженно-деформированного состояния силового каркаса рукавов высокого давления для прогнозирования ресурса их работы в гидросистемах машин хлопкового комплекса.

Ил. 1. Библиогр. 7.

УДК 631.358:633.511

Абляимов О.С., Тульчинская Н.Н. К вопросу динамики соударения дольки хлопка с ячейкой поджимного барабана // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С. 21-27.

Получены уравнения и численные значения скорости, ускорения, времени соударения и силы удара дольки хлопка о сором об. ячейку поджимного барабана в зависимости от параметров шпинделя при зацеплении свободного конца дольки о выступ ячейки.

Табл. 1. Ил. 1. Библиогр. 2.

УДК 621.01

Рахматкариев Ш.У. Теоретическое обоснование параметров семятоводящих игл // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.28-33.

Рассмотрен процесс отвода оголенных семян из рабочей зоны многоваличного джина. Получено аналитическое выражение для выбора угла установки игл на отбойном органе многоваличного джина. Экспериментальная проверка подтвердила правильность полученной зависимости.

Ил. 1.

УДК 631.358:633.511

Махатов А., Ташболтаев М.Т. К оптимизации максимального предела полноты сбора хлопкоуборочной машины // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.34-37.

Разработан алгоритм оптимизации предельной полноты сбора хлопка хлопкоуборочной машиной по критериям показателей агрофона и качества хлопкового волокна.

Табл. 1. Библиогр. 4.

УДК 621.01

Рахматкариев Ш.У., Ибрагимов А.И. Исследование рабочего валика валичного джина ДВ-1М // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.38-41.

Исследован привод для машин с множеством быстроизнашиваемых рабочих органов (либо для множества однотипных

машин с одним быстроизменяемым рабочим органом). Найдены соотношения для выбора оптимальных диапазонов рабочих валов.

Библиогр. 5.

УДК 631.358.02

Туранов Х.Т., Мухамедов Д.М., Байбобоев Н.Г. Механико-математическое моделирование колебаний шпиндельных барабанов хлопкоуборочных машин // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.42-56.

В статье рассмотрены аналитические методы исследования изгибных колебаний валов шпиндельных барабанов, позволяющие производить динамические расчеты на прочность. Получены формулы для динамических расчетов по определению конструктивных параметров шпиндельного барабана на стадии проектирования.

Ил. 1. Библиогр. 11.

УДК 631.358:633.511

Абляимов О.С. К вопросу сорования шпинделем в технологическом процессе вертикально-шпиндельного уборочного аппарата // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.57-61.

Установлены критерий оценки процесса сорования и интенсивности выделения частиц крупного сора из хлопка-сырца в технологическом процессе уборочного аппарата в зависимости от параметров шпинделя.

Табл. 3. Библиогр. 7.

УДК 631.358:633.511

Алимова З.Х. Исследование динамики движения дольки хлопка на сепарационной поверхности // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.62-65.

Выведены аналитические зависимости динамики движения долек хлопка по поверхности пневмомеханического очистителя, необходимые для определения рациональных геометрических параметров очистителя. Приведена расчетная схема.

Ил. 1. Библиогр. 2.

УДК 631.358:633.511

Галимов В.А. Обоснование параметров воздушораспределительного устройства для дующего потока при пневмотранспорте хлопка // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.66-75.

Разработана схема воздушораспределительного устройства с верхней подачей воздуха и поворотом потока, обеспечивающего возможность пневмотранспорта хлопка и улавливания потерь.

Ил. 2. Библиогр. 4.

УДК 631.358:633.511

Галимов В.А., Бережной В.Г. Оптимизация параметров эжекционной камеры // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.76-79.

Определены параметры эжекционной приемной камеры хлопкоуборочного аппарата с помощью метода планирования экспериментов.

Табл. 2. Библиогр. 2.

УДК 631.358.633.511

С.Б.Ерофеев. Частоты вращения шпинделей в хлопкоуборочном аппарате // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.80-84.

Приведены результаты экспериментальных исследований по выявлению частоты вращения шпинделей в вертикально-шпиндельном хлопкоуборочном аппарате в рабочей зоне и зоне их обратного вращения в функции частоты вращения шпиндельного барабана в режимах холостого хода и под нагрузкой.

Ил. 1. Библиогр. 3.

УДК 621.01

Джураев А. Переходные процессы в механизме привода рыхлителя хлопка-волокна // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.85-87.

Приведены результаты экспериментальных исследований привода рыхлителя волокна с дополнительным узлом, содержащим пару эксцентричных зубчатых колес. Рекомендуются значения эксцентриситета и производительности машины, при которых обеспечиваются необходимая неравномерность угловой скорости рабочего барабана и нормальный характер переходных процессов в системе.

Ил. 1. Библиогр. 3.

УДК 621.01

Насрудлаев Т.Ж., Лян А.М., Мардонов Б. Исследование транспортировки лущек хлопка-сырца питающе-отбойным органом многовалочного джина // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.88-97.

Определены дифференциальные уравнения движения лущек хлопка-сырца по лопасти питающе-отбойного органа многовалочного джина, которые решены численными методами и проанализированы.

Ил. 2. Библиогр. 5.

УДК 631.358:633.51

Бережной В.Г., Галимов В.А., Ризаев А.А. Использование диаметрального вентилятора для улавливания потерь и подбора хлопка в уборочном аппарате // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.93-102.

Приведены результаты полевых опытов, показывающие возможность повышения полноты сбора серийными хлопкоуборочными аппаратами на 3-5% при подборе опавшего на землю хлопка подборщиком, выполненным на базе диаметрального вентилятора, а также при улавливании потерь хлопка дуэтом потоком воздуха, создаваемым таким вентилятором. Дается характеристика использованного вентилятора.

Табл. 1. Ил. 1. Библиогр. 3.

УДК 631.358:633.511

Баратов Н.Б. Исследование тяговой способности муфты сцепления жестко-фрикционного привода шпинделей хлопкоуборочного аппарата // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.103-107.

Приводятся результаты экспериментального исследования тяговой способности муфты сцепления нового жестко-фрикционного механизма привода шпинделей хлопкоуборочного аппарата в зависимости от частоты вращения и массы рабочего органа.

Табл. 1. Ил. 1. Библиогр. 3.

УДК 631.3.633:621.867

Файзиев И.Х., Икрамов А.М., Ишанкулов М.У. Теоретические основы кинематики двухлевого планетарно-манипуляторного подборщика хлопка // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С.108-112.

Разработан метод кинематических исследований планетарно-манипуляторного механизма, составляющего внеполосное сцепление сателлита с центральным звеном. Метод основан на использовании центроид движения сателлита и векторного свойства радиусов сцепления звеньев планетарных механизмов.

Ил. 1. Библиогр. 3.

УДК 631.358

Иулдашев А.Т., Сагатов М.Д., Мирзаев Н.Н., Юга А.И. Исследование износостойкости нижней опоры шпинделя хлопкоуборочной машины, оснащенной втулкой из новых композиционных материалов // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С. 113-114.

Приведены результаты испытаний по износостойкости пар палец-втулка, изготовленных из различных материалов. Даны рекомендации по внедрению результатов проведенных работ.

УДК 631.358:633.511(088.8)

Хон В.А. Исследование движения дольки хлопка в сопло пневмоподборщика // Динамика и оптимизация параметров технологических машин хлопкового комплекса. Ташкент: Фан, 1991. С. 115-118.

Получены уравнения закономерностей движения массы дольки хлопка при отрыве от поверхности рабочего органа в сопло пневмоподборщика.

Ил. 1. Библиогр. 2.