

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИЖИМНОГО УСТРОЙСТВА ПЛЮЩИЛЬНОГО АППАРАТА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

Д.В. Гузь

*Учреждение образования «Гомельский государственный
технический университет имени П.О. Сухого», Беларусь*

Научный руководитель В.Б. Попов

Плющильный аппарат предназначен для расплющивания растительной массы, подаваемой шнеком жатки в питающий аппарат. В настоящее время одними из основных задач для улучшения работы плющильного аппарата является достижение стабильности поджатия растительной массы вальцами, для выполнения захвата и протягивания массы необходимы правильно подобранные диаметры вальцов и скорости их вращения (рис. 1).

Условие захвата определяется неравенством (1), диаметр валцов – неравенством (2):

$$\varphi > \beta, \quad (1)$$

$$D > \frac{H - h}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}}}, \quad (2)$$

где φ – угол трения, равный углу между реакцией со стороны валцов R и равнодействующей F при установившемся процессе движения массы в валцах; β – угол клина, равный углу между реакцией R и вертикальной осевой линией, либо между силой трения T и горизонтальной осевой линией; H – высота слоя массы; h – зазор между валцами.

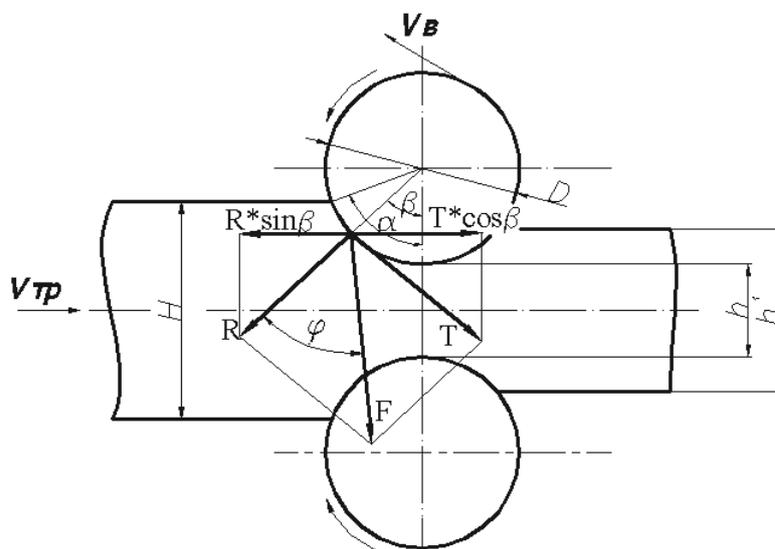


Рис. 1. Схема подпрессовки для расчета диаметра питающих валцов

Соотношение для расчета скоростей вращения валцов:

$$\frac{V_B}{V_T} = \frac{D}{D + h + H}, \quad (3)$$

где V_B – скорость питающего вальца; V_T – скорость массы поступающей с транспортера.

Окружная скорость V_B питающего вальца должна обеспечивать беспрепятственное затягивание массы, поступающей с транспортера жатки со скоростью V_T . От соотношения (3) скоростей V_B и V_T и толщины слоя зависит, будет ли слой массы, особенно в крайней точке контакта, отталкиваться или затягиваться.

Экспериментально установлено, что соотношение скоростей $V_B/V_T = 1,25 - 1,35$ обеспечивает надежную подачу растительной массы в питающие валцы и предотвращает её попадание в щель между транспортером и нижним валцом.

Качество механической обработки скошенной массы в значительной степени определяется стабильностью ее поджатия, выполняемое двумя плющильными вальцами с помощью пружины посредством рычагов прижимного устройства. Сильно расплющенная скошенная масса теряет питательные свойства, слабое её сжатие приводит к возникновению дополнительных усилий режущего аппарата. Хорошая стабильность поджатия достигается в шестизвенном механизме. Последний, будучи спроецированным на продольную плоскость симметрии плющильного аппарата, преобразуется в плоский аналог исходного механизма.

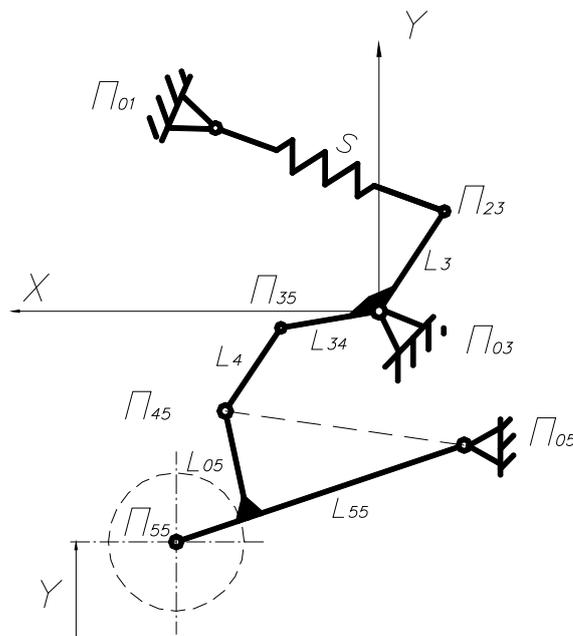


Рис. 2. Структурная схема ММ плоского механизма-аналога

Функциональная математическая модель (ММ) силового поджатия растительной массы прижимным устройством формируется на основе формального описания процедур геометрического, кинематического и силового анализа плоского механизма, формируемых при помощи известных теоретических методов. В результате для прижимного устройства аналитически определяются выходные параметры: координаты подвижных шарниров, аналоги угловых скоростей звеньев, передаточные отношения угловых скоростей, передаточное число (ПЧ) механизма и реакции в шарнирах. При этом выходные параметры плоского механизма, моделирующего прижимное устройство, однозначно связаны с обобщенной координатой – расстоянием между центрами сечений плющильных вальцов – Y .

Анализ показал, что равномерно распределенная сила давления верхнего вальца на нижний – $P_c(Y)$, обратно пропорционально передаточному числу – $I(Y)$ прижимного устройства:

$$P_c(Y) = \frac{kF_c(Y)}{I(Y)}, \quad (4)$$

где $F_c(Y)$ – сила растяжения пружины; k – количество пружин.

$$I(Y) = \varphi'_3(Y)U_{53}(Y)L_{55} \cos(\varphi_5(Y)), \quad (5)$$

где $\varphi'_3(Y)$ – аналог угловой скорости поворотного рычага; $U_{53}(Y)$ – передаточное отношение угловых скоростей рычагов механизма; L_{55} , φ_5 – длина звена и угол, образуемый звеном с осью абсцисс в правой системе координат.

Из выражения (3) видно, что передаточное число механизма полностью зависит от его внутренних параметров.

Для выбранной структуры и внутренних параметров плоского аналога прижимного устройства был проведен вычислительный эксперимент. В результате были исследованы величина и характер изменения давления верхнего вальца на нижний, представляющий собой показатель качества функционирования прижимного устройства.

В данной таблице приведены результаты измерения некоторых величин:

Расстояние между вальцами	Изменение длины пружины	Передаточное число механизма	Нагрузка на пружине	Равномерно распределенная сила давления
Y , мм	S , мм	$I(Y)$	$F_c(Y)$, Н	$P_c(Y)$, Н
-0,206	0,629	2,33	5463,369	2344,365
-0,186	0,638	2,418	5962,609	2466
-0,166	0,646	2,525	6442,363	2551,532
-0,146	0,653	2,664	6899,648	2590,113
-0,126	0,661	2,86	7329,714	2563,061
-0,106	0,667	3,171	7724,709	2436,292

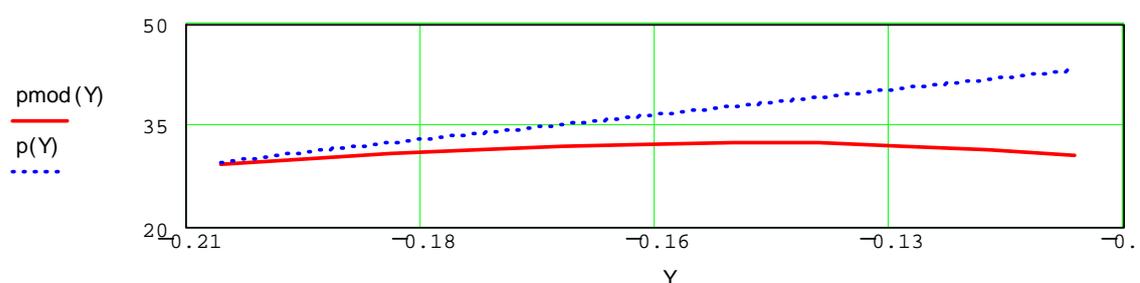


Рис. 3. Изменение удельного давления между вальцами

Исходя из расчетов, и полученных данных (рис. 3), в шестизвенном механизме достигается наилучшая стабильность поджатия растительной массы, а следовательно – качество обработки.