

С.И.РУСТАМОВ

ВЫСОКО-
ПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫЕ
РЕЖУЩИЕ
АППАРАТЫ
СЕЛЬСКО-
ХОЗЯЙСТВЕННЫХ
УБОРОЧНЫХ
МАШИН

Киев – Донецк
Головное издательство
издательского объединения
„Вища школа“
1985

ВВЕДЕНИЕ

Опыт использования выпускаемых отечественной промышленностью уборочных машин свидетельствует о недостаточном совершенстве их режущих аппаратов. Это снижает производительность уборочных агрегатов и приводит к потерям урожая. Режущие аппараты крайне нуждаются в реконструкции, усовершенствовании геометрии режущего инструмента, уточнении теории резания растительных материалов.

Несовершенство режущего аппарата объясняется прежде всего тем, что в основу конструкции существующего лезвия для резания растительных материалов положена аналогия процесса резания различных материалов без обоснования этой аналогии.

Исследователи в целях упрощения рассматривают стебель как абсолютно жесткое тело, не принимая во внимание контактные напряжения в зоне соприкосновения лезвия со стеблем, а значит, и остроту лезвия. При определении усилий, работы и мощности резания учитываются не все факторы и параметры процесса резания, допускаются упрощения и недостаточно точные предположения.

У нас в стране не проводились исследования, которые ставили бы целью выявить рациональные параметры режущего аппарата в зависимости от архитектоники и объемных свойств растений. Физико-механические свойства разрезаемого стебля почти полностью игнорируются при изучении процесса резания сельскохозяйственных культур, тогда как в области резания металлов, грунтов, угля, древесины и других материалов они являются одним из основных факторов.

В результате теоретических и экспериментальных исследований автор предпринял попытку раскрыть основные закономерности процесса резания стеблей режущими аппаратами, разработал метод расчета их основных параметров и режимов работы, а также предложил схемы рациональных конструкций, отличающиеся от стандартных улучшенными технико-экономическими показателями, повышенной эксплуатационной надежностью. Результаты исследований являются основой для

проектирования новых жатвенных машин и совершенствования существующих.

В книге обобщены результаты многолетних исследований в области теории и расчета жатвенных машин, их рабочих органов, выполненных непосредственно автором и под его научным руководством. Показан путь создания уравновешенного режущего аппарата для жаток, работающих на повышенных скоростях; излагаются рекомендации по конструированию привода ножа с высокими технико-экономическими показателями. Только правильно выбрав привод, можно обеспечить надлежащий технологический процесс, который характеризуется оптимальным скоростным режимом, уравновешенностью сил инерции; возможностью увеличения числа ходов ножа в единицу времени, достижения оптимального динамического показателя работы привода, регулирования закона движения ножа, увеличения ширины захвата жатки; простотой конструкции привода. В результате этого в значительной мере снижаются вибрация и шум в уборочном агрегате и тем самым улучшаются условия труда механизаторов, увеличивается долговечность агрегата.

Жатка ЖРБ-4, 2А, созданная на основании проведенных исследований, позволяет решить одну из важнейших народнохозяйственных задач — повышение производительности машин, снижение их металлоемкости и облегчение труда комбайнеров. Государственные испытания, проведенные в основных зонах европейской части страны, показали, что жатка ЖРБ-4, 2А обеспечивает хорошую чистоту среза, улучшает условия очистки режущего аппарата мотовилом и снижает потери урожая при скашивании.

Жатка отличается высокой уравновешенностью и не сообщает возмущающих воздействий и вибраций уборочному агрегату, не вызывает шумов, присущих традиционным жаткам, что благотворно влияет на условия труда механизаторов. От серийных жаток она отличается повышенной надежностью и долговечностью, простотой обслуживания в эксплуатации. Значительное снижение возмущающих сил (почти в три раза) позволяет уменьшить материалоемкость жатки.

Все рассмотренные вопросы позволяют инженерам-конструкторам, а также специалистам, работающим в области создания и совершенствования современной сельскохозяйственной техники, использовать в своей практике рекомендации, изложенные в предлагаемой книге.

Глава 1. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ СТЕБЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ РАСТЕНИЙ

1.1. ОСНОВНЫЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СТЕБЛЕЙ, ВЛИЯЮЩИЕ НА РАБОТУ РЕЖУЩИХ АППАРАТОВ

Создание и использование новых систем сельскохозяйственных уборочных машин с высокими технико-экономическими показателями — одно из главных условий, определяющих рост производительности труда в растениеводстве. Успешно осуществить эти задачи можно, лишь зная особенности и свойства материала стеблей, с которыми должны взаимодействовать рабочие органы машин. Об этих свойствах и особенностях и будет идти речь в данной главе.

В качестве примера рассмотрим одну из основных сельскохозяйственных культур — кукурузу (гибрид ВИР-42), предназначенную для уборки в молочно-восковой спелости. К началу уборки растение достигает 1800–2500 мм высоты и имеет стебель диаметром 20–35 мм, разделенный узлами на участки длиной 160–220 мм. Поперечный разрез стебля [15] круглой или овальной формы с выемкой в точке прилегания листа. Наиболее плотные элементы — коллатеральные пучки или так называемые волокна — размещены на периферии и внутри сечения. Они расположены в стебле параллельно друг другу и закреплены в местах узлов стебля, имеют мелкоклеточную прочную структуру волокнистого характера. Остальное пространство — паренхима — крупноклеточное вещество с упругими свойствами, клетки которого заполнены жидкостью.

Все эти составляющие стебель растения элементы в различной степени сопротивляются внешнему воздействию (перерезанию).

Структура и механические свойства стебля неоднородны, т. е. характеризуются анизотропностью и определенными закономерностями. Так, вдоль осей X и Y в паренхимной массе число армирующих волокнистых включений возрастает, а вдоль оси Z остается неизменным. Волокна перпендикулярны плоскости XY .

Таким образом, тело имеет оси симметрии вращения, и все направления, перпендикулярные к оси симметрии Z , структурно эквивалентны. Проявляется частный случай анизотропии — ортотропность симметричного характера. Плоскость, перпендикулярная оси симметрии, называется плоскостью изотропии.

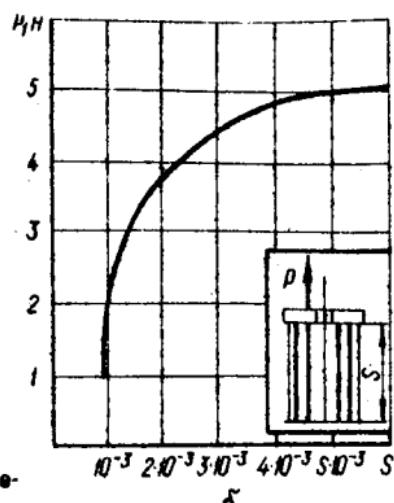
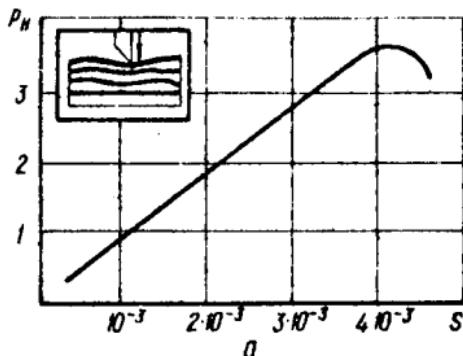


Рис. 1. Характеристики физико-механических свойств стеблей кукурузы

Обобщенный закон Гука при условии, если ось X совпадает с осью симметрии, имеет вид:

$$\begin{aligned} e_{xx} &= \frac{\sigma_{xx} - \gamma \sigma_{yy}}{E} - \frac{\gamma'}{E'} \sigma_{zz}; \\ e_{yy} &= \frac{\sigma_{yy} - \gamma \sigma_{xx}}{E} - \frac{\gamma'}{E'} \sigma_{zz}; \\ e_{zz} &= -\frac{\gamma'(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})}{E} + \frac{\sigma_{zz}}{E'}; \end{aligned} \quad (1.1)$$

$$e_{yz} = (1/G') \sigma_{yz}; \quad e_{zx} = (1/G) \sigma_{zx}; \quad e_{xy} = (1/G) \sigma_{xy},$$

где E, E' – модуль Юнга по направлениям, лежащим в плоскости изотропии и перпендикулярным к ней; γ, γ' – коэффициент Пуассона, характеризующий сжатие в направлении оси вращения при растяжении в направлении, лежащем в плоскости изотропии; G, G' – модуль сдвига в плоскости изотропии и в плоскости, перпендикулярной ей.

Влияние скорости разрушения на прочностные свойства проводящих пучков исследовалось на пружинном копре. С этой целью автором было спроектировано приспособление для испытания механической ткани стебля на разрыв. Состоит оно из двух зажимов (верхнего и нижнего), сдвоенныхых через упругий элемент к корпусу копра. Нижний зажим имеет два стержня, по которым ударяет падающий груз. Для того чтобы удар происходил одновременно по обоим стержням, они связаны перемычкой. Усилие разрыва регистрируется тензоустановкой. Тензо-

датчики наклеены на упругий элемент, соединяющий верхний зажим с корпусом копра. Степень деформации определяется киноregistрацией (кинокамера СКС-1М).

Образцы (группа М) были взяты для исследования из механического цилиндра стебля кукурузы и его проводящих пучков (второе и третье междуузлия). Влажность стебля составила 67–69 %. Динамические испытания осуществлялись в скоростном интервале 1 – 9 м/с. Кратность испытаний $n = 30$ в каждом из скоростных режимов как динамическом, так и статическом. Все исследуемые пучки были разделены на две группы: Б-пучки, выделенные из зоны, близлежащей к механическому цилиндру; А-пучки, взятые из середины стебля.

Для эксперимента отбирались стебли кукурузы со средним диаметром второго междуузлия 24 мм. Испытывались проводящие пучки первого, второго и третьего междуузлий. Влажность их в момент испытания 50 %. Повторность испытаний ($n = 30$ для каждой из групп образцов) была установлена согласно методике, разработанной ВИСХОМ [4]. При подготовке образцов поперечное сечение каждого из междуузлий равномерно разбивалось на ряд концентрических колец, из каждого выделяли несколько проводящих пучков, которые затем испытывали на разрыв. Пучки нулевого кольца находились в самом центре стебля, а четвертого — в его периферии (механическое кольцо, образованное плотно располагаемыми друг возле друга проводящими пучками). Поперечные сечения нулевых пучков принимались за круг, а четвертого кольца — за прямоугольник и замерялись под микроскопом.

Образцы всех колец готовили одинаковыми по форме. Их общая длина составила 90 мм, в том числе рабочая 25 мм. Оба конца делались несколько утолщенными. Площадь поперечного сечения образцов четвертого (механического) кольца равнялась 3 mm^2 . Указанные размеры образцов соответствуют параметрам целых междуузлий стеблей, а также обеспечивают возможность достаточного защемления концов образца в зажимах без недопустимых пережимов.

Результаты экспериментов показывают (табл. 1), что прочностные и деформационные характеристики процесса разрушения проводящих пучков, полученные в условиях статики, существенно отличаются от полученных при динамическом разрушении. Причем, начиная со скорости $V = 1 \text{ м/с}$, отмеченные характеристики мало зависят от дальнейшего увеличения этой скорости и в большей степени определяются местоположением пучков в поперечном сечении стебля. Так пучки, расположенные в центре стебля (группа А), имеют меньшую деформационную способ-

Таблица 1. Результаты экспериментального исследования пучка стебля кукурузы на разрыв при различных скоростных режимах резания

Ско- рость разры- ва <i>V</i> , м/с	Индекс кольца	Сила разрыва <i>P.H</i>	Площадь поперечно- го сечения пучка, 10^{-7} м^2	Относи- тельная деформа- ция пуч- ка, %	Предел прочности пучка на разрыв, МПа	Модуль упругости пучка, МПа
0	А	3,5	2,1	2,6	16,8	640
	Б	7,4	1,7	2,8	43,4	1550
	М	377,0	32,0	4,0	11,4	2860
	А	0,15	1,9	1,6	0,8	50
	Б	0,56	1,8	2,6	3,0	120
	М	15,00	25,0	2,7	6,0	222
	А	0,18	2,0	1,5	0,9	60
	Б	0,50	1,7	2,4	2,9	120
	М	23,40	33,0	2,8	7,2	254
	А	0,20	2,1	1,6	1,0	60
	Б	0,46	1,7	2,7	2,7	100
	М	16,40	33,4	2,8	5,0	175
5	А	0,16	2,0	1,6	0,8	50
	Б	0,35	1,8	2,4	1,9	80
	М	12,00	31,4	2,7	3,8	148
	А	0,18	2,0	1,8	0,9	50
7	Б	0,35	1,9	2,6	1,8	70
	М	16,70	31,8	3,3	5,3	160

ность и меньший предел прочности, чем пучки группы Б и тем более группы М (механического цилиндра).

Вызывает интерес характер сопротивления материала стебля кукурузы поперечной нагрузке. Для этого взятый из стебля образец продолговатой формы, включающий паренхиму и волокна, устанавливался на две опоры, имитирующие противорежущую часть, и прорезался режущим инструментом, движущимся с малой скоростью.

Испытания состояли из следующих операций: установки образца и его закрепления; нагружения его сосредоточенной силой (резцом) поперек волокон; киноregistрации боковой поверхности образца в процессе нагружения; тензометрирования усилия.

Опыты повторялись двенадцатикратно. Деформации образца и перемещение ножа измерялись путем сравнения кадров киносъемки, которые изучались совместно с тензометрированием процесса нагружения образца. Для облегчения совместной обра-

ботки на кинограммах и осциллографмах наносились синхронные отметки. Результаты исследований обрабатывались методами математической статистики.

Нагружения образцов проводились вплоть до разрушения (частичное или полное расчленение) материала режущим инструментом.

На графике (рис. 1, а) выражена линейная зависимость деформации растительной массы (внедрение ножа) от приложенной нагрузки.

Механическая прочность композиционного материала, в частности стебля кукурузы, во многом зависит от физико-механических процессов взаимодействия компонентов на границе раздела волокнопаренхимной массы и устанавливающейся в результате этого величины адгезии между ними. Для определения адгезионных способностей волокон и паренхимной массы мы применили метод, основанный на измерении прочности при сдвиге (вырывании) волокон из паренхимной массы.

При этом выяснили, что адгезионная прочность волокон и паренхимной массы не зависит от расположения волокна в поперечном сечении стебля кукурузы. Зато она зависит от глубины заделки волокна (рис. 1, б).

Выделение из паренхимной массы волокон стеблей кукурузы в стадии молочно-восковой спелости позволило установить свойства отдельных элементов стебля.

Так, предварительные исследования показали, что разрушающие напряжения при растяжении волокон составляют $2 \cdot 10^{-3}$ Н/м². Кроме того, волокна обладают значительной жесткостью. Например, для пагенхимы разрушающие напряжения при сжатии на два порядка больше, чем при растяжении. Соответственно модуль упругости и коэффициент Пуассона отличаются при сжатии и растяжении.

Все элементы стебля вплоть до разрушения подчиняются упруголинейному закону деформации. Разрыв волокон при растяжении наступает без „течения“ материала и мгновенно. Упругая деформация паренхимной массы выражается в изменении формы клеток, а разрушение — в разрыве стенок клеток и переливании их жидкости в зоны меньшего напряжения. За пределом прочности деформация паренхимы носит вязкий характер.

1.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЛИЧЕСТВА СТЕБЛЕЙ, ОДНОВРЕМЕННО СРЕЗАЕМЫХ РЕЖУЩЕЙ КРОМКОЙ СЕГМЕНТА

Режущий аппарат с возвратно-поступательным движением ножей за один ход образует зону резания, площадь которой $F = hS = 419,1 \text{ мм}^2$. Здесь $h = 55 \text{ мм}$ — высота рабочей части стандартного сегмента; $S = 76,2 \text{ мм}$ — шаг сегментов.

При максимально принятой норме высева семян пшеницы на 1 га (не более 7 млн. зерен) на зону резания F приходится следующее количество стеблей:

$$h_{\text{ср}} = \frac{7 \cdot 10^6}{10^{10}} F = 0,0007 F = 3 \text{ шт.}$$

Проведенные в поле замеры плотности произрастания стеблей пшеницы показали, что в связи с неравномерностью высева на 1 см² приходится 0—8 шт.

Если нагрузку на нож определять числом стеблей, срезаемых за разовый ход, то максимальная величина ее не составляет восемь. При эксперименте использовались ножи с высотой рабочей части в два раза меньшей, чем у стандартных. Поэтому максимальная нагрузка на них составила 4 стебля.

Скоростная киносъемка процесса среза стеблей пшеницы показала, что при подводе ножом свободно стоящего стебля к противорежущей пластине стебель скользит по режущей кромке ножа. Причем это скольжение тем больше, чем больше угол наклона режущей кромки α и угол заточки ножа β .

Для двух верхних стеблей, изображенных на рис. 2, отношение поперечного смещения их к продольному (тангенс угла на-

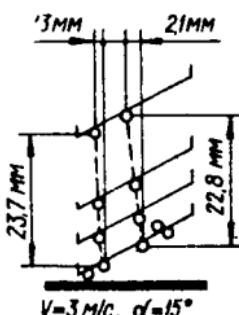


Рис. 2. Распределение стеблей пшеницы по режущей кромке ножа

Таблица 2. Отношение поперечного смещения стебля к продольному при различных видах среза

β , град	$\alpha = 15^\circ$		$\alpha = 30^\circ$
	$V = 3 \text{ м/с}$	$V = 5 \text{ м/с}$	$V = 5 \text{ м/с}$
20	0,0912	0,2023	0,2702
25	0,934	—	0,32

клона траектории движения торца стебля к вертикали) при различных видах среза приведено в табл. 2, из которой видно, что скольжение стебля наблюдается даже при $\alpha = 15^\circ$. Объяснить это можно недостаточной величиной нормальных сил, возникающих между ножом и стеблем из-за малой жесткости на изгиб последнего.

В результате проведенной кинорегистрации (см. рис. 2) установлено, что в процессе отгиба стебли пшеницы располагаются в одну линию вдоль режущей кромки и влияния друг на друга не оказывают. Они срезаются поодиночно в той последовательности, в какой находятся на режущей кромке ножа. С целью уменьшения поперечного смещения стеблей рационально применять ножи с насечкой. Все это является основанием для рассмотрения теории среза единичного стебля.

1.3. ЗАЩЕМЛЕНИЕ СТЕБЛЯ РЕЖУЩИМ АППАРАТОМ

При попадании стебля в створ, образованный режущей и противорежущей частями аппарата, в зависимости от угла наклона стебля может произойти либо защемление, либо его выталкивание. Защемление возможно, если нет скольжения в точках касания A и B (рис. 3). Если же в одной из этих точек происходит проскальзывание, то стебель может остаться несрезанным. В этом случае возможно перекатывание стебля по одной из кромок.

Из условия равновесия стебля, выражаемого в форме проекций всех сил на ось X_1 и X_2 , получим:

$$-F_2 - F_1 \cos(\alpha_1 + \alpha_2) + N_1 \sin(\alpha_1 + \alpha_2) = 0, \quad (1.2)$$

$$-F_1 - F_2 \cos(\alpha_1 + \alpha_2) + N_2 \sin(\alpha_1 + \alpha_2) = 0.$$

Из системы уравнений (1.2) следует, что рассматриваемая задача — статически неопределенная. В предельном случае равновесия полагаем, что

$$F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1; \quad F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2, \quad (1.3)$$

где φ_1 и φ_2 — углы трения стебля о кромки режущей пары. (Эти углы правильнее называть углами сопротивления, так как их сущность иная, чем у углов трения скольжения — кулоновского). При силах трения меньше тех, которые определяются равенствами (1.3), защемление стебля происходит, но задача статически неопределенная.

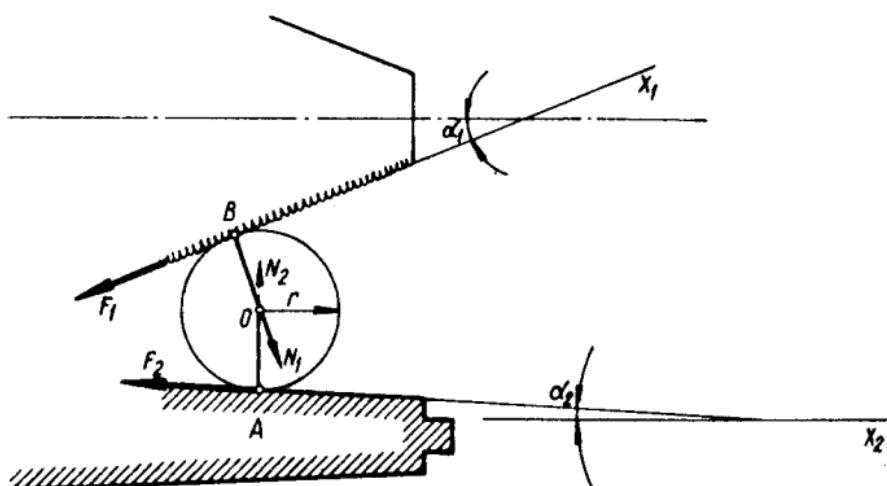


Рис. 3. Схема защемления стебля режущей парой

Исключая из уравнения (1.2) и (1.3) N_1 и N_2 , получим:

$$\frac{\operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_2}{\cos^2(\alpha_1 + \alpha_2)} = \operatorname{tg}^2(\alpha_1 + \alpha_2) - \operatorname{tg}(\alpha_1 + \alpha_2)(\operatorname{tg} \varphi_1 + \operatorname{tg} \varphi_2) + \operatorname{tg} \varphi_1 \operatorname{tg} \varphi_2.$$

После преобразований находим, что

$$\varphi_1 + \varphi_2 = \alpha_1 + \alpha_2. \quad (1.4)$$

Равенство (1.4) не является достаточным для выполнения условия защемления стебля, так как значения углов α_1 и α_2 не могут быть заданными произвольно. Равенство (1.4) тождественно выполняется, если $\alpha_1 = \alpha_2$ и $\varphi_1 = \varphi_2$. Если же $\alpha_1 \neq \alpha_2$, то φ_1 не должно быть равно φ_2 , так как произойдет проскальзывание стебля. При $\alpha_1 \leq \varphi_1$ и $\alpha_2 \leq \varphi_2$ проскальзывание не наблюдается.

Для того чтобы стебель перекатывался без скольжения по режущей кромке сегмента и одновременно не скользил по противорежущей части, должно соблюдаться условие $\sum M_B = 0$.

Составляя уравнение моментов относительно точки B , получим исходное уравнение

$$-F_2 h + N_2 H = 0, \quad (1.5)$$

где $h = r + r \cos(\alpha_1 + \alpha_2) - r[1 + \cos(\alpha_1 + \alpha_2)]$; $H = r \sin(\alpha_1 + \alpha_2)$.

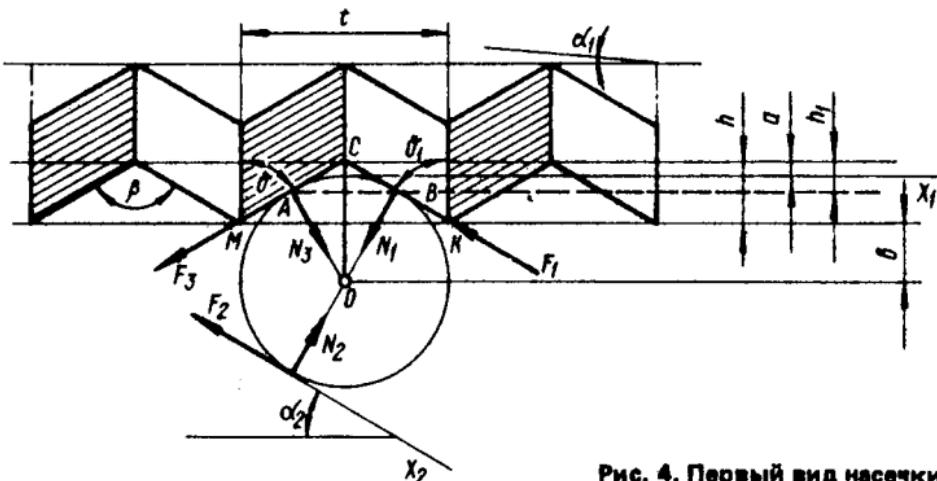


Рис. 4. Первый вид насечки.

В предельном положении (стебель скользит по вкладышу пальца) $F_2 = f_2 N = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2$. Подставляя значения h , H и F_2 в исходное уравнение равновесия, получим:

$$-N_2 r \operatorname{tg} \varphi_2 [1 + \cos(\alpha_1 + \alpha_2)] + N_2 r \sin(\alpha_1 + \alpha_2) = 0$$

или

$$-\operatorname{tg} \varphi_2 - \operatorname{tg} \varphi_2 \cos(\alpha_1 + \alpha_2) + \sin(\alpha_1 + \alpha_2) = 0.$$

Из последнего уравнения

$$\operatorname{tg} \varphi_2 = \frac{\sin(\alpha_1 + \alpha_2)}{1 + \cos(\alpha_1 + \alpha_2)} = \left(2 \sin \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}\right) \times$$

$$\left. \times \cos \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \right) / \left(2 \cos^2 \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}\right) = \operatorname{tg} \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}.$$

Отсюда определяем, что $\alpha_1 + \alpha_2 = 2\varphi_2$. Последнее условие среза растений является необходимым, но недостаточным. Нужно, чтобы угол трения $\varphi_2 > 0,5(\alpha_1 + \alpha_2)$.

Чтобы обеспечить такой угол, на практике часто используют сегменты с насечкой [15], способы нанесения которой зависят от характера ее взаимодействия со стеблем.

Основные параметры, характеризующие насечку, — угол ствола насечки $\beta = \delta + \delta_1$ и глубина ее нанесения h (рис. 4). Шаг насечки t является величиной, производной от этих двух величин. В свою очередь, глубина насечки зависит от ширины лезвия и его

прочностных свойств. Если считать, что $h = \text{const}$, то насечка сегментов имеет следующие параметры (виды).

I. Насечка сегментов имеет параметры одного порядка с диаметром стебля, т. е. $\beta \rightarrow 180^\circ$ (при $\beta = 180^\circ$ лезвие гладкое).

II. Диаметр стебля выходит за пределы двух смежных зубьев насечки, т. е. $\beta \rightarrow 0$ (если $\beta = 0$, то лезвие имеет вид иглы).

III. Очень малые зубцы, количество их велико, т. е. β близко, но не равно нулю.

Для нахождения границы перехода одного вида насечки в другой принимаем $\beta = \text{const}$ и $h \rightarrow 0$. При рассмотрении ΔMCK и ΔACB (см. рис. 4) становится очевидным, что I виду насечки соответствует $h < h_1$, т. е. $CM < CA$ и $CK < CB$; при $h = h_1$ ($CM = CA$ и $CK \neq CB$) наблюдается граничный случай, после которого начинается II вид насечки; в этом ее виде $h > h_1$, т. е. $CM < CA$ и $CK < CB$; III виду насечки соответствует выражение $h > a$ (h очень близко к нулю).

Таким образом, тот или иной вид насечки зависит от сочетания величин β и h . В связи с тем что предельная величина h ограничена шириной лезвия и его прочностными свойствами, I вид насечки достигается исключительно за счет изменения угла β . Естественно, что для каждой сельскохозяйственной культуры β и h будут иметь свои предельные значения.

Параметры равносторонней насечки, определяющие границы перехода одного вида в другой, можно найти из ΔACO . Откуда

$$\delta = \arcsin \frac{r}{b+h} = \arcsin \frac{r}{r+a} = \arcsin \frac{1}{1 + a/r}; \quad (1.6)$$

$$AC = l = r \operatorname{ctg} \delta; \quad t = 2r \cos \delta; \quad h_1 = r \cos \delta \operatorname{ctg} \delta.$$

В уравнениях (1.6) параметр a зависит исключительно от диаметра стебля. Так, если r — усредненная величина, то для определенной культуры a — величина постоянная. Тогда $\beta = 2\delta = \text{const}$; $h_1 = \text{const}$.

Применение сегмента с неравносторонней насечкой нежелательно, о чем будет сказано ниже.

Рассмотрим теперь каждый вид насечки. При I ее виде (см. рис. 4) в момент среза к стеблю приложены три нормальные силы — N_1, N_2, N_3 и три силы трения — F_1, F_2, F_3 . Все эти силы неизвестны, поэтому задача трижды статически неопределенная. Для ее решения рассмотрим случай предельного равновесия, когда между стеблем и режущими кромками начинается проскальзывание. В этом случае силы трения достигают наибольшей величины и определяются из равенств:

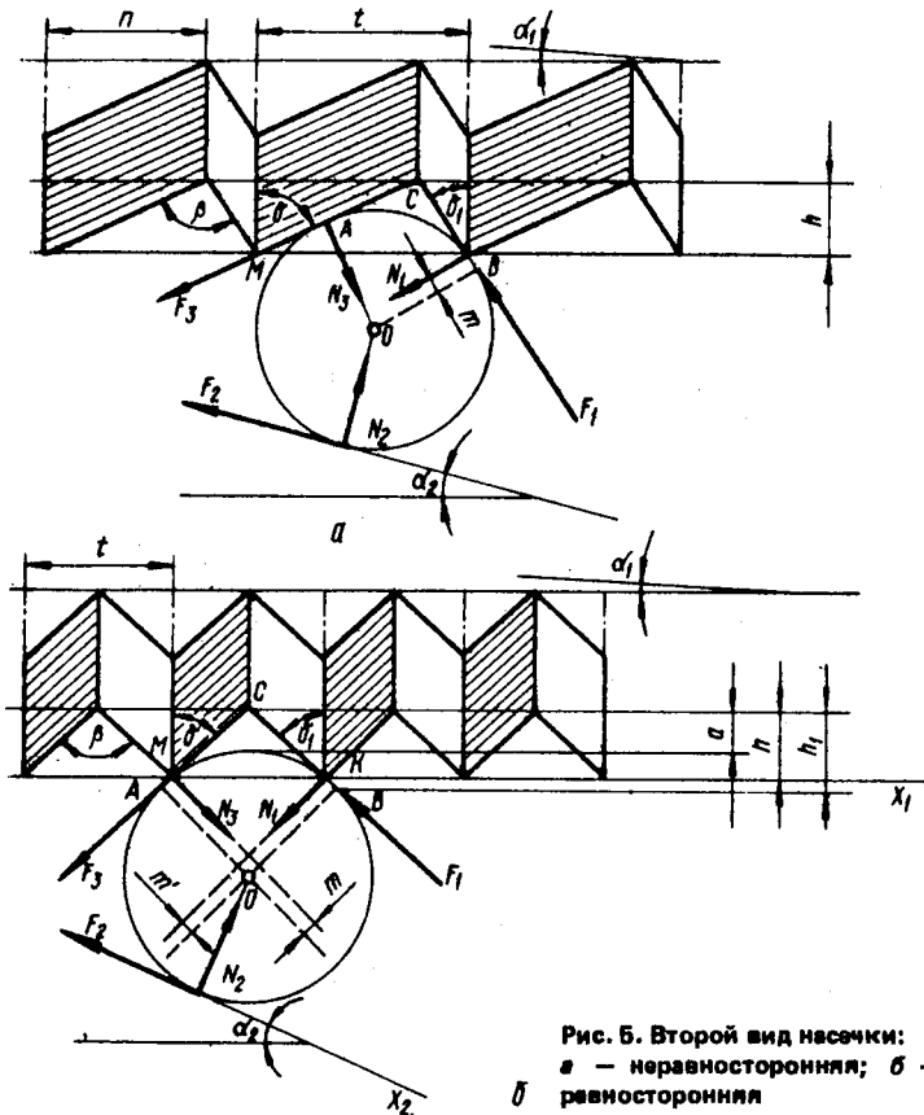


Рис. 5. Второй вид насечки:
а — неравносторонняя; б —
равносторонняя

$$F_1 = N_1 \operatorname{tg} \varphi_1; F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2; F_3 = N_3 \operatorname{tg} \varphi_3.$$

При этом $\varphi_1 = \varphi_3$.

От способа выполнения насечки зависит, будут ли пересекаться линии действия сил N_1 , N_2 и N_3 в одной точке O (в центре по-перечного сечения стебля) или нет. Случай, когда линии действия указанных сил пересекаются в этом центре (см. рис. 4), наиболее благоприятный при срезе растений, так как во всех остальных появляется дополнительный момент, выталкивающий стебель из створа насечки (рис. 5, а и б).

Если силы N_1 и N_3 направлены по радиусам стебля, то ΔAOB в любом случае равнобедренный, независимо от изменения угла

ла β . Так как стороны насечки AC и BC перпендикулярны линиям действия сил N_1 и N_3 , то и они образуют равнобедренный треугольник ACB , откуда $AC = BC$ и $\delta = \delta_1$, т. е. насечка является равносторонней и другой быть не может, в противном случае стебель выходит из створа насечки. В данном случае $N_1 = N_3$. Равенство сил приводит к ликвидации момента, скальвающего зуб, так как сумма моментов сил относительно точки C равна нулю.

Защемление стебля в режущей паре возможно, если нет скольжения в точках его контакта с режущими кромками (относительное перемещение стебля вдоль осей X_1 и X_2 отсутствует).

Для выполнения этих условий составляется сумма проекций всех сил на оси X_1 и X_2 :

$$-F_2 - F_1 \sin(a_1 + a_2 + \delta_1) - N_1 \cos(a_1 + a_2 + \delta_1) + \\ + F_3 \sin(a_1 + a_2 - \delta) + N_3 \cos(a_1 + a_2 - \delta) = 0; \quad (1.7)$$

$$F_2 \cos(a_1 + a_2) + N_2 \sin(a_1 + a_2) - F_1 \sin \delta_1 - N_1 \cos \delta_1 - \\ - F_3 \sin \delta + N_3 \cos \delta = 0. \quad (1.8)$$

Подставляя значения $F_1, F_2, F_3, N = N_3, \delta = \delta_1$ и решая оба уравнения совместно, получим условие защемления стебля, аналогичное защемлению гладким лезвием.

Для выяснения преимуществ такого способа насечки составим еще одно уравнение:

$$-F_2 r + F_1 r + F_3 r = 0,$$

где $F_1 r, F_2 r, F_3 r$ — суммы моментов всех сил относительно точки O ($M_2 + M_1 + M_3 = 0$).

Отсюда

$$N_2 \operatorname{tg} \psi_2 = 2N_1 \operatorname{tg} \varphi_1.$$

В данном случае давление лезвия на стебель как бы перераспределяется между двумя точками. Одновременно улучшаются условия защемления стебля, так как контакт режущей пары со стеблем осуществляется в трех точках. Наиболее благоприятен контакт в том случае, если углы между линиями действия сил по 120° , а это возможно, в свою очередь, при угле $\delta \rightarrow 30^\circ$ и уменьшении угла наклона a_2 боковой поверхности вкладыша пальца.

II вид насечки (см. рис. 5, а, б) возможен, если стороны ее зуба несимметричны, а расхождения между диаметром стебля и шагом насечки невелики; диаметр стебля значительно превосходит шаг насечки. При этом насечка может быть как равносторонней, так и неравносторонней.

В обоих случаях линии действия сил N_1 , N_2 и N_3 не пересекаются в одной точке в центре поперечного сечения стебля). Здесь кроме рассмотренных выше сил на стебель действует дополнительный момент $M_1 = -N_1 m$ или $M_2 = -N_1 m + N_3 m'$ выталкивающий стебель из створа насечки. $M_2 = 0$, т. е. $-N_1 m + N_3 m' = 0$ является наиболее оптимальным случаем.

Тогда

$$N_1 = N_3 (m'/m).$$

Равносторонняя насечка ($m = m'$ и $N_1 = N_3$) благоприятна и для лезвия, так как в точке С отсутствует момент, скальзывающий зуб насечки.

При равносторонней насечке, как и в предыдущем (I вид) случае, для заданных значений углов наклона α_1 и α_2 , коэффициентах трения $\operatorname{tg}\varphi_1$ и $\operatorname{tg}\varphi_2$ можно определить соотношение между углами α_1 и α_2 и углами трения φ_1 и φ_2 , которое будет аналогично рассмотренному выше. Метод исследования также аналогичен предыдущему. Условия защемления в первом и во втором случаях совпадают, различие будет только в процессах резания.

При неравносторонней насечке необходимо найти соотношение между параметрами насечки δ и δ_1 , углами наклона лезвия α_1 и α_2 и углами трения φ_1 и φ_2 . Зная δ и δ_1 , можно определить углы наклона лезвий α_1 и α_2 или же, принимая оптимальные углы α_1 и α_2 , найти δ и δ_1 .

Наиболее благоприятный для неравносторонней насечки случай, когда $M_2 = 0$. Для нахождения требуемого соотношения решаем совместно уравнения (1.7) и (1.8):

$$\frac{\sin\varphi_1 + \cos(\alpha_1 + \alpha_2 - \delta + \varphi_1)}{\sin\varphi_1 + \cos(\alpha_1 + \alpha_2 + \delta_1 - \varphi_1)} = \frac{h \sin(\alpha_1 + \alpha_2 - \varphi_2) + \cos(\delta + \varphi_1)}{h \sin(\alpha_1 + \alpha_2 - \varphi_2) - \cos(\delta_1 - \varphi_1)},$$

где $h = \sin\varphi_1 / \sin\varphi_2$.

Теперь, задаваясь одними параметрами, можно найти требуемые.

Из предыдущих формул видно, что нагрузка на зубцы неравносторонней насечки распределяется неравномерно. Это, естественно, ведет к преждевременному разрушению.

При срезе сегментами III вида насечки стеблей, диаметр которых значительно превышает расстояние между ее зубцами, лезвие обладает повышенным коэффициентом трения. В результате за счет отсутствия проскальзывания стебля вдоль лезвия к верхнему основанию сегмента происходит уменьшение высоты среза. Благодаря насечке возрастает коэффициент трения (f_1) стебля с лезвием, следовательно, и угол трения φ_1 , что позволит увеличить значение угла α_1 . Это увеличение согласно формуле (1.5) при $\varphi_2 = \text{const}$ даст возможность уменьшить угол наклона α_2 боковой поверхности вкладыша пальца. В результате увеличится производительность агрегата, улучшится качество среза растений и повысится долговечность сегмента.

Теоретический анализ приведенных случаев – основа для разработки теории резания лезвием с насечкой режущей кромки.

1.4. АНАЛИЗ СИЛОВОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ НОЖА СО СТЕБЛЕМ В ПРОЦЕССЕ РЕЗАНИЯ

При взаимодействии ножа со стеблем закон изменения сил носит весьма сложный характер, и точно описать его не удается. Поэтому, не искажая физической сущности этого процесса, заменим непрерывно распределенную нагрузку равнодействующими силами, приложенными к различным участкам ножа (рис. 6, а).

Условно схема сил при перемещении ножа перпендикулярно режущей кромке приведена на рис. 6, б. При взаимодействии со стеблем на нож оказывают влияние вертикальная сила P ; нормальные реакции N_1 и N_2 ; силы трения, действующие на боковые грани F_1 и F_2 ; сила сопротивления резанию лезвием $P_{\text{л}}$. Условно считая движение ножа равномерным, составим уравнение равновесия упомянутых сил в проекциях на оси координат X и Y :

$$\begin{aligned} N_1 - N_2 \cos \beta + F_2 \sin \beta &= 0; \\ -P + P_{\text{л}} + F_1 + F_2 \cos \beta + N_2 \sin \beta &= 0. \end{aligned} \quad (1.9)$$

Уравнения (1.9) содержат пять неизвестных: N_1 , N_2 , F_1 , F_2 , $P_{\text{л}}$. Поэтому рассматриваемая задача трижды статически неопределенна. Как можно выявить эту неопределенность? При движении ножа и скольжении между стеблем и боковыми гранями существуют соотношения $F_1 = fN_1$; $F_2 = f'N_2$, где f – коэффициент трения скольжения.

С учетом этих двух уравнений задача стала неопределенна лишь единожды. Для ее решения разрежем предварительно стебель и раздвинем обе его части на расстояние δ , равное толщине

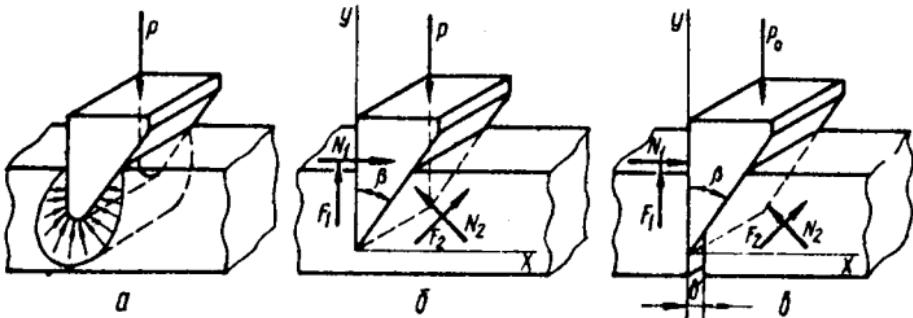


Рис. 6. Схема сил, действующих на нож при нормальном резании

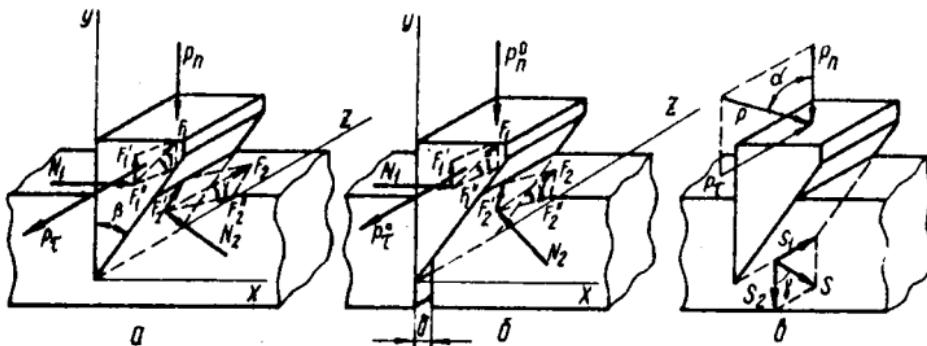


Рис. 7. Схема сил, действующих на нож при скользящем резании

режущей кромки, и закрепим их неподвижно. В этом случае в уравнениях (1.9) следует принять $P_n = 0$, а $P = P_0$ (рис. 6, в). Решая уравнения относительно неизвестных N_1 и N_2 , находим:

$$N_1 = \frac{P_0 (\cos\beta - f \sin\beta)}{2f \cos\beta + (1 - f^2) \sin\beta}; \quad N_2 = \frac{P_0}{2f \cos\beta + (1 - f^2) \sin\beta}.$$
(1.10)

Определив значения сил P и P_0 экспериментально, найдем, что сила сопротивления резанию лезвием $P_n = P - P_0$.

Условно схема сил, действующих на нож при нормально-касательном резании, показана на рис. 7, а. На него оказывают влияние вертикальная сила P ; нормальные реакции N_1 и N_2 ; силы трения, действующие на боковые грани F_1 и F_2 ; сила трения F , действующая на лезвие; сила сопротивления резанию Q . Считая движение ножа равномерным, составим уравнения упомянутых сил в проекциях на оси координат Y , X и Z :

$$\left. \begin{aligned} -P \cos \alpha + Q + F_2 \sin \gamma \cos \beta + F_1 \sin \gamma + N_2 \sin \beta &= 0; \\ N_1 + P_2 \sin \beta \sin \gamma - N_2 \cos \beta &= 0; \\ P \sin \alpha - F - F_1 \cos \gamma - F_2 \cos \gamma &= 0. \end{aligned} \right\} (1.11)$$

В данном случае в уравнениях (1.11) следует принять $Q = 0$; $F = 0$; $P = P_0$ (рис. 7, б). С учетом значений F_1 и F_2 эти уравнения принимают вид:

$$\begin{aligned} -P_0 \cos \alpha + f N_2 \sin \gamma \cos \beta + f N_1 \sin \gamma + N_2 \sin \beta &= 0; \\ N_1 + f N_2 \sin \gamma \sin \beta - N_2 \cos \beta &= 0; \\ P_0 \sin \alpha - f N_1 \cos \gamma &= 0. \end{aligned} \quad (1.12)$$

Решая первые два уравнения относительно неизвестных N_1 и N_2 , находим:

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{P_0 \cos \alpha (\cos \beta - f \sin \gamma \sin \beta)}{2f \sin \gamma \cos \beta + (1 - f^2 \sin^2 \gamma) \sin \beta}; \\ N_2 &= \frac{P_0 \cos \alpha}{2f \sin \gamma \cos \beta + (1 - f^2 \sin^2 \gamma) \sin \beta}. \end{aligned} \quad (1.13)$$

Подставляя значения N_1 и N_2 в последнее уравнение, получим соотношение между углами α и γ :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{f (1 + \cos \beta - f \sin \beta \sin \gamma) \cos \gamma}{2f \sin \gamma \cos \beta + (1 - f^2 \sin^2 \gamma) \sin \beta}. \quad (1.14)$$

Известно, что при $\alpha = \gamma$ возникает нормально-касательное резание без скольжения. Скольжение лезвия по разрезаемому материалу наступает при $\gamma > \alpha$ (рис. 7, в). Формула (1.14) позволяет определить в этом случае значение угла γ , если известен угол α , легко определяемый экспериментально.

При $\alpha = \gamma = 0$ происходит нормальное резание. Подставляя эти значения в (1.13), получаем величины N_1 и N_2 , аналогичные тем, которые определены уравнениями (1.10).

С изменением вида резания происходит изменение соотношения нормального и касательного усилий среза: с убыванием нормальной силы P_n касательная сила P_T , необходимая для возникновения резания, возрастает так, что равнодействующая сила P

сокращает приблизительно постоянную величину (см. рис. 7, в) :

$$P = \sqrt{P_n^2 + P_T^2}.$$

При этом изменение угла наклона равнодействующей P к нормали лезвия (α) от 0 до 39° совпадает с изменением угла направления перемещения лезвия, т. е. углы α и γ в пределах $0 - 39^\circ$ равны. Совпадение силы P с направлением перемещения лезвия свидетельствует об отсутствии скольжения лезвия по материалу в указанных пределах угла α (нормально-касательное резание без скольжения). Однако при дальнейшем уменьшении нормальной силы и соответствующем росте силы P_T равенство углов α и γ нарушается и разность их величин быстро растет. При $\gamma > \alpha$ лезвие скользит по разрезаемому материалу.

Экспериментальные исследования процесса статического резания ($V = 0,001$ м/с) стеблей кукурузы для нормального и нормально-касательного резания дают возможность выявить

распределение сил P_n , F_1 , F_2 , F_3 (см. рис. 6, 7) по поперечному сечению перерезаемого стебля диаметром d (рис. 8, 9).

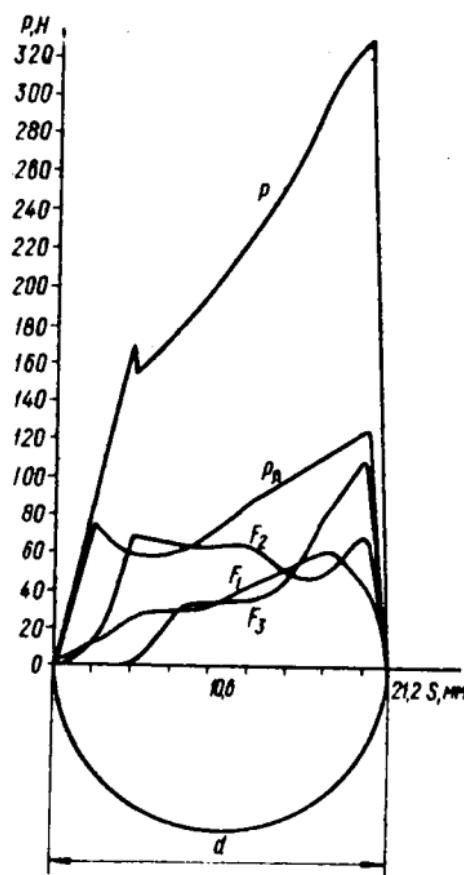


Рис. 8. Распределение составляющих сил резания (нормального) по поперечному сечению перерезаемого стебля кукурузы

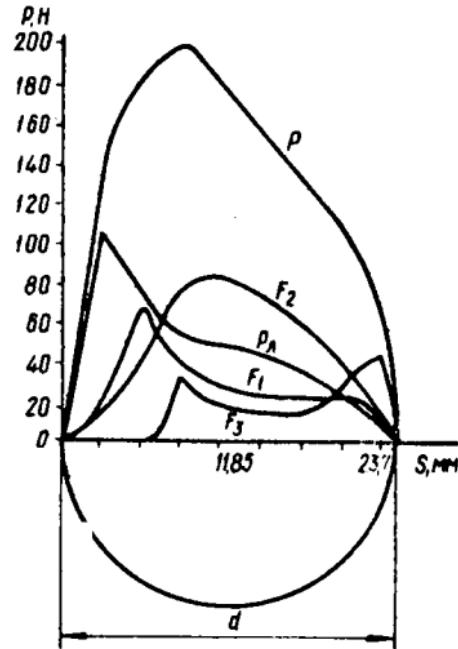


Рис. 9. Распределение составляющих сил резания (нормально-касательного) по поперечному сечению перерезаемого стебля кукурузы

При сравнении графиков видно, что энергоемкость процесса при нормально-касательном резании почти в 1,5 раза меньше, чем при нормальном. Это объясняется различной природой разрушения стебля. При нормальном резании деформация в стебле почти равномерно распределяется по всему ее поперечному сечению. Это приводит к почти одновременному разрушению всего материала стебля (приложенная к ножу сила должна быть максимально возможной). При нормально-касательном же резании перераспределение деформаций осуществляется за счет изменения соотношения нормального и касательного среза. Оно приводит к постепенному разрушению волокон, что облегчает проникновение лезвия в материал. Все это можно проследить по кривым изменения сил сопротивления резанию лезвием $P_{\text{л}}$ (см. рис. 8 и 9). При нормальном резании эти силы в начальный период возрастают до предела, необходимого для разрушения цилиндра механической ткани. Момент полного разрушения верхней части цилиндра характеризуется скачком на графике полной силы резания P . После его перерезания сила $P_{\text{л}}$ несколько уменьшается, а затем резко возрастает до полного разрушения стебля. При нормально-касательном резании сила $P_{\text{л}}$ в начальный момент, как и в предыдущем случае, возрастает до предела, необходимого для разрушения верхней части цилиндра механической ткани, а затем резко падает, что объясняется постепенным перерезанием пучков стебля.

Огромное влияние на процесс резания стеблей оказывают силы трения F_1 , F_2 и F_3 , составляющие более 50 % от полной силы резания P . В начальный период резания отсутствует сила трения F_3 , так как плоскость ножа не соприкасается со стеблем. Контакт начнется после внедрения ножа на глубину $S = h \operatorname{ctg} \beta$, где h — толщина ножа, мм; β — угол заточки ножа.

Величина и характер изменения сил трения F_1 и F_3 почти одинаковы. Поэтому в расчетах можно принимать их условно равными. В случае перерезания тонкостебельных культур (малый диаметр стебля) сила трения $F_3 = 0$. Характер изменения силы трения F_2 , действующей в наклонной плоскости ножа, в обоих случаях аналогичен.

При дальнейших исследованиях процесса резания стеблей кукурузы определялись величины (см. рис. 6 и 7) сил P_0 (пунктирная линия) и P_p (сплошная линия) и их функциональные зависимости от скорости резания V , угла наклона режущей кромки ножа к направлению движения α и угла заточки β (рис. 10, а, б). Полученные результаты показывают, что эти силы резания находятся в сложной зависимости от V , α и β .

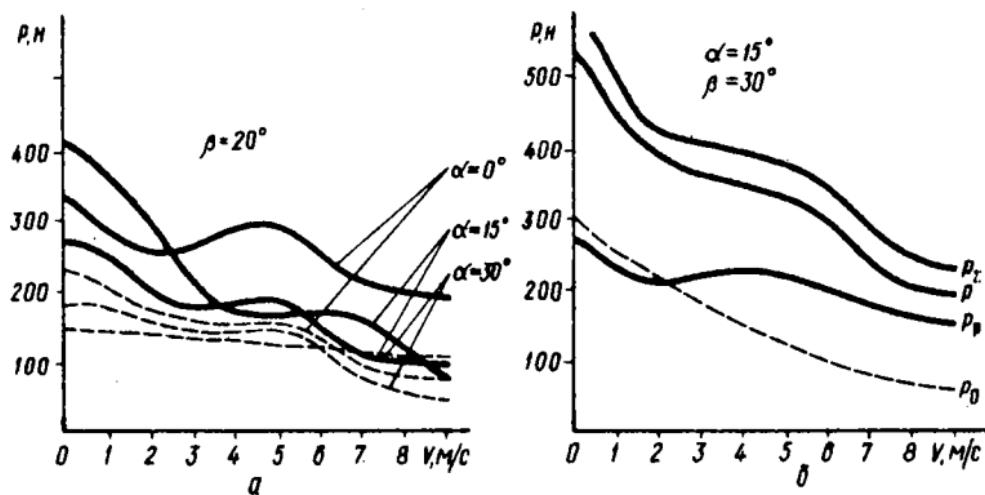


Рис. 10. Зависимость между силами и скоростью резания при перерезании стебля кукурузы

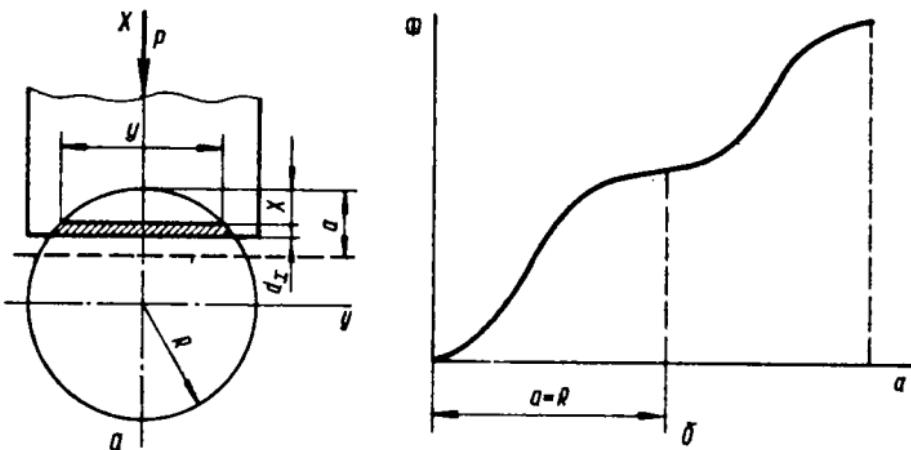


Рис. 11. Схема внедрения тонкого лезвия в стебель

Существенное влияние на силу резания оказывает угол наклона режущей кромки ножа α . С его увеличением сила резания уменьшается, причем для различных скоростей степень влияния этого фактора разная: с увеличением скорости резания от 0,009 до 9 м/с диапазон сил P , определяемый изменением α , уменьшается в несколько раз; при увеличении α от 0 до 15° оптимальная скорость резания колеблется в интервале 9–8 м/с; последующее увеличение α от 15 до 30° приводит к снижению скорости до 8–7 м/с. Поэтому наилучшим углом наклона режущей кромки ножа является $\alpha \rightarrow 30^\circ$. Дальнейшее увеличение угла нежелательно, так как это приводит к выскальзыванию стебля из режущей пары.

Изменение угла заточки β существенно влияет на силу резания только в статических условиях. С увеличением скорости резания V влияние β на величину этой силы незначительно. Поэтому рациональным углом заточки следует считать $\beta = 20 - 25^\circ$.

Некоторое увеличение силы P_p при скорости резания, равной приблизительно 4 м/с, происходит в результате наибольшего уплотнения волокон стебля за счет смятия их в начале резания.

Огромное влияние на процесс резания стебля оказывают силы трения P_0 , составляющие 45–50 % от полной силы P , идущей на перерезание стебля. Для уменьшения этих сил нож должен быть выполнен в виде тонкой пластинки. При значительном внедрении тонкой пластинки в толщу стебля перерезается площадь $F = \int y dx$. Если оси X и Y проходят через центр тяжести сечения стебля (рис. 11, а), то уравнение контура сечения – окружность $x^2 + y^2 = R^2$, откуда $y = \sqrt{R^2 - x^2}$ и следовательно, срезанная площадь $F_c = \int \sqrt{R^2 - x^2} dx$. При внедрении ножа на величину a получим:

$$F_c = a \sqrt{R^2 - a^2} + R^2 \arcsin(a/R).$$

Давление, приходящееся на единицу поперечного сечения стебля, $q = Q/F$, где Q – продольная сила прижима образца; F – площадь поперечного сечения стебля. В случае свободно стоящего стебля Q – сила тяжести его. Тогда сила трения, приходящаяся на единицу площади поперечного сечения стебля, равна qf , а с учетом срезанной части стебля она составит

$$\Phi = F_c qf = [a \sqrt{R^2 - a^2} + R^2 \arcsin(a/R)] qf \text{ при } a = R;$$

$$\Phi = 0,5 (\pi R^2) qf.$$

График изменения сил трения по диаметру стебля показан на рис. 11, б.

Величину сил трения Φ можно определить по выражению (рис. 10) :

$$\Phi = P_{\Sigma} - P. \quad (1.15)$$

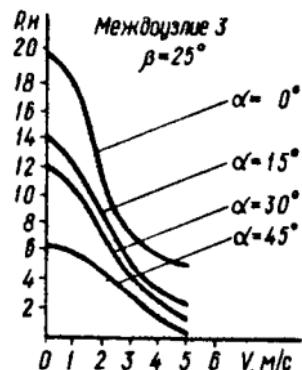
Здесь $P = P_0 + P_{\pi}$ – сила сопротивления резанию стандартным сегментом; $P_{\Sigma} = P_0 + P_p$ – суммарная сила, затраченная на перерезание стебля при экспериментальных исследованиях; $P_p = P + \Phi$ – сила, затраченная на перерезание стебля тонким ножом; P_{π} – сила сопротивления резанию лезвием.

Рис. 12. Зависимость между силами и скоростью резания при перерезании стеблей пшеницы

Как видно из графиков (см. рис. 10) и выражения (1.15), величина сил трения Φ в несколько раз меньше сил сопротивления P_0 .

Исследование процесса скоростного среза стеблей пшеницы при уборке урожая (рис. 12) показало, что самое существенное влияние, как и в предыдущем случае, на силу резания оказывает угол наклона режущей кромки ножа α . Пределы изменения скорости резания определили в ходе эксперимента ($V = 0,004 - 5$ м/с). Дальнейшее увеличение скорости, очевидно, не имеет смысла. Таким образом, самая рациональная скорость резания стеблей пшеницы находится для третьего междуузлия в интервале 5–4, а для четвертого 4–3 м/с. Несколько меньшая скорость для четвертого междуузлия объясняется изменением прочности стебля от основания его к вершине.

Как уже отмечалось, при нормально-касательном резании без скольжения угол α находится в пределах $0 - 39^\circ$. Но для толстостебельных культур, как показали эксперименты, $\alpha > 30^\circ$ является нежелательным. Для таких растений рациональный вид резания — нормально-касательный без скольжения. Для тонкостебельных же культур, где допустимо $\alpha > 40^\circ$ (см. рис. 12), наиболее рациональный вид резания — скользящий.



1.5. ВЛИЯНИЕ ОТГИБОВ СТЕБЛЕЙ НА ПРОЦЕСС РЕЗАНИЯ

Срез стеблей зерновых производится режущими аппаратами жатвенных машин. Их рабочие элементы совершают сложное движение (синусоидальное относительно рамы жатки и поступательное вместе с транспортным средством по полю). В результате характер воздействия ножей на стебли растений и их деформационные состояния весьма сложны и зависят от режима работы и геометрии аппарата, скорости поступательного движения жатки, положения стеблей относительно бруса режущего аппарата. В свою очередь, деформация стеблей определяет высоту и качество их среза, а значит, энергоемкость и производительность процесса резания.

Перемещение центра тяжести плоскости среза стебля под действием режущих и противорежущих элементов называется *отгибом*. Величина отгиба имеет допустимый предел, за границей

которого срез становится невозможным. В этом случае наблюдается разрыв или выдергивание большей части стеблей вместе с корневой системой из земли, причем неравномерность высоты стерни достигает недопустимых с агротехнической точки зрения размеров.

Впервые на связь между высотой стерни и геометрическими параметрами ножей режущего аппарата указал В. П. Горячкин. Принимая ось изогнутого стебля за прямую линию, он установил зависимость между высотой стерни H , величиной отгиба I и высотой среза h [6] :

$$H = \sqrt{h^2 + I^2}. \quad (1.16)$$

Отсюда следует, что высота стерни значительно увеличивается по отношению к высоте среза:

$$P = H/h = \sqrt{(h^2 + I^2)/h}. \quad (1.17)$$

Сложившийся за долгое время ход ножа (76,2 мм) В. П. Горячкин объяснил наибольшей оптимальностью между вхождением стебля в режущую пару и величиной последующего его отгиба.

Отгиб стеблей растений как самостоятельная и актуальная проблема впервые был изучен в 1932 г. И. Ф. Василенко. Основываясь на допущениях В. П. Горячкина, он ввел понятия попечного (q) и продольного (I) отгибов. Максимальные значения этих отгибов определяются по формулам:

$$q = (t_0 - 0,5 b) / \cos \alpha, \quad (1.18)$$

для однопробежных режущих аппаратов

$$I = L_1 \left(1,63 - \frac{b}{\pi r} \right) - d \left(1 + \frac{L_1 \operatorname{ctg} \beta}{\pi r} \right), \quad (1.19)$$

для двухпробежных режущих аппаратов

$$I = 0,66 \left(1,63 - \frac{b}{\pi r} \right) - d \left(1 + \frac{L_1 \operatorname{ctg} \beta}{\pi r} \right), \quad (1.20)$$

где t_0 — расстояние между осями пальцев; b — толщина пальца; α — угол, образуемый касательной к средней точке синусоиды с пальцевым бруском; L_1 — путь, проходимый жаткой за пол-

оборота кривошипа; r — радиус кривошипа; d — высота режущей части сегмента; β — угол наклона лезвия сегмента к его основанию.

Тогда формула (1.16) с учетом (1.18) принимает по И. Ф. Ва-
силенко следующий вид:

$$H = \sqrt{h^2 + \left(1 + \frac{L_1^2}{\pi^2 r^2}\right) (t_0 - b)} . \quad (1.21)$$

В результате этот автор пришел к таким выводам: поперечный отгиб растений зависит главным образом от густоты гребенки пальцевого бруса t_0 и толщины пальцев b ; продольный отгиб зависит в основном от уровня режущей части сегмента и от скорости машины; при нормальной для каждой машины высоте среза угол γ продольного отгиба растений от вертикального положения постоянен для всех жаток ($\gamma \approx 24^\circ$).

В восьмидесятые годы возникла острая необходимость в создании высокопроизводительной самоходной жатки. Наиболее перспективным направлением реализации этой задачи является увеличение скорости движения, а это требует дальнейшего развития теории отгиба стеблей растений, установления на этой основе рационального соотношения между относительной и переносной скоростями ножа.

Скоростная кинорегистрация процесса отгиба единичного стебля показала, что протекает он в два этапа: сначала стебель отгибается лезвием ножа к противорежущей пластине, а потом продолжает изгибаться в процессе резания по направлению движения жатки. На первом этапе стебель деформируется от действующих на него изгибающих усилий, а на втором — от сил растяжения. В соответствии с этим первый этап влияет на величину длины стерни, а второй — на качество среза. Следует также отметить, что если второй этап отгиба проявляется при срезе любого стебля, то первый — только при непопадании встречных стеблей на линию среза, т. е. линию пересечения режущей и противорежущей кромок.

Форма оси стебля в начале второго этапа может быть прямой или изогнутой. Чем больше кривизна в этот момент, тем большим запасом продольного перемещения, а значит и скорости, обладает жатка. Следовательно, первая фаза отгиба, увеличивая стерню, вместе с тем положительно влияет на качество среза и способствует увеличению скорости поступательного движения жатки.

Таким образом, предельная величина скорости поступательного движения жатки зависит от положения срезаемого стебля

относительно ее бруса (минимальная — для стеблей, которые приходятся на линию среза, а максимальная — для стеблей, наиболее удаленных от этой линии).

При определении соотношения между скоростями жатки и ножей относительно скорости ножа вполне естественно ориентироваться на предельную скорость жатки, соответствующую срезу стеблей, попадающих на линию среза. В противном случае они могут оказаться выдернутыми из земли или иметь очень рванный срез.

Предположим, что высота среза стеблей растений h , максимальная величина силы теребления N , жесткость стебля на разрыв EF . Тогда под действием силы N стебель растягивается на величину Δh :

$$\Delta h = (Nh) / (EF).$$

Отгиб прямых стеблей, попадающих на линию среза, определим из уравнения

$$\Delta = \sqrt{(h + \Delta h)^2 - h^2} \text{ или } \Delta = h\sqrt{2\epsilon + \epsilon^2}.$$

Этому отгибу соответствует угол излома стебля γ :

$$\gamma = \operatorname{arctg}(\Delta/h) = \operatorname{arctg}\sqrt{2\epsilon + \epsilon^2},$$

где ϵ — относительная деформация стебля (в данном случае складывается из деформаций самого стебля и корневой системы).

Отсюда предельная величина скорости поступательного движения жатки

$$[V_{ж}] = \Delta/t, \quad (1.22)$$

где t — время среза стебля растения, с.

Для одноножевого режущего аппарата

$$t = (\pi\phi) / (2 V_{н}),$$

для двухножевого

$$t = (\pi\phi) / (4 V_{н}).$$

Здесь ϕ — диаметр стебля растения в месте среза; $V_{н}$ — скорость движения ножа.

Тогда соответственно

$$[V_{ж}] = (2 \Delta V_n) / (\pi \phi);$$

$$[V_{ж}] = (4 \Delta V_n) / (\pi \phi).$$

При $V_n = 0,8$ м/с, а $\phi = 5$ мм допустимые значения скоростей жатки на разных высотах резания будут следующими:

I , мм	Для одноножевых режущих аппаратов	Для двухножевых режущих аппаратов
50	1,0	2,0
100	1,6	3,4
150	2,3	4,8

Увеличение пробега ножей не увеличивает $V_{ж}$, зато уменьшает число трудносрезаемых растений.

1.6. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ ЛЕЗВИЕМ ВОЛОКНИСТОЙ РАСТИТЕЛЬНОЙ МАССЫ

Стебли грубостебельных культур, например, кукурузы, в поперечном сечении представляют собой органическую композиционную структуру малопрочной паренхимной массы и высокопрочных коллатеральных пучков (волокон), однако каждый элемент структурно и органически относительно однороден, что дает основание рассматривать материал стебля кукурузы как кусочно-изотропную структуру. Механические испытания стеблей кукурузы и их элементов подтверждают линейную зависимость деформаций от нагрузки вплоть до разрушения.

Анализ кинограмм и тензометрирования процесса резания позволяет классифицировать характер взаимодействия волокон стебля кукурузы с лезвием по степени их деформации перед разрушением [13]. Из трех характерных видов резания только первый, наименее энергоемкий, сопровождающийся минимальной деформацией, приемлем для режущих аппаратов.

Предлагаемая ниже приближенная модель отражает физико-механические явления, возникающие при взаимодействии лезвия с элементами стебля кукурузы от начальных деформаций до разрушения в соответствии с указанным видом резания.

Проанализировав кинограммы процесса резания, можно сделать вывод о том, что в зоне резания создается сложное напряженное состояние и возникают изгиб, сдвиг и контактные напряжения. Под действием сосредоточенной силы (лезвия) упругая

деформация одиночного волокна, расположенного в паренхимной массе, определяется при следующих допущениях: материал волокна при поперечной деформации подчиняется закону Гука вплоть до разрушения; волокно рассматривается как бесконечная балка на упругом основании, которым является паренхимная масса.

Расположим начало координат в точке приложения силы. Дифференциальное уравнение изогнутой оси балки постоянного сечения, лежащей на упругом основании и нагруженной сосредоточенной силой, будет:

$$\{ (d^4y) / (dx^4) \} + [k / (EI)] y = 0.$$

Обозначив

$$\sqrt{k / (4EI)} = \beta,$$

получим общее решение уравнения:

$$y = e^{\beta x} (A \sin \beta x + B \cos \beta x) + e^{-\beta x} (C \sin \beta x + D \cos \beta x), \quad (1.23)$$

Определим произвольные постоянные A , B , C и D . Так как вся реакция основания, равная силе P , должна быть конечной величиной, то прогибы балки в точках, бесконечно удаленных от точки приложения силы P , обращаются в нуль, т. е. $y_x \rightarrow 0$.

При бесконечно больших значениях x два вторых слагаемых в правой части уравнения (1.23) обращаются в нуль благодаря множителю $e^{\beta x}$; два первых при $A = 0$ и $B = 0$ также обращаются в нуль. Таким образом,

$$y = e^{\beta x} (C \sin \beta x + D \cos \beta x). \quad (1.24)$$

Вследствие симметрии нагрузки и реакции основания касательная к изогнутой оси в точке приложения силы должна быть параллельна оси абсцисс, т. е. $\{ (dy) / (dx) \}_{x=0} = 0$.

Дифференцируя уравнение (1.24), получим:

$$\{ (dy) / (dx) \} = -\beta x (\sin \beta x (C + D) + \cos \beta x (D - C)).$$

Подставляя в это уравнение $x = 0$ и приравнивая к нулю правую часть его, найдем $D - C = 0$, $C = D$:

$$y = e^{\beta x} C (\sin \beta x + \cos \beta x); \quad (1.25)$$

$$\{ (dy) / (dx) \} = -2e^{\beta x} C \beta \sin \beta x.$$

Для определения последней произвольной постоянной используем уравнения перерезающей силы

$$Q(x)_{x=0} = -0,5P; \quad (1.26)$$

$$EI [(d^3y)/(dx^3)] = Q(x) = 0,5P.$$

При дифференцировании уравнения (1.25) будем иметь:

$$(d^2y)/(dx^2) = -2C\beta^2 e^{-\beta x} [\cos \beta x - \sin \beta x]; \quad (1.27)$$

$$(d^3y)/(dx^3) = 4C\beta^3 e^{-\beta x} \cos \beta x. \quad (1.28)$$

Подставив выражение (1.27) в формулу (1.28) и приравняв x к нулю, получим:

$$4EI C\beta^3 = -0,5P \text{ и } C = -[P/(8EI \beta^3)].$$

Теперь значения y и его производных принимают вид:

$$\begin{aligned} y &= -\frac{P}{8EI\beta^3} e^{-\beta x} (\sin \beta x + \cos \beta x) = -\frac{P}{8EI\beta^3} \eta_1; \\ y' &= \Theta = \frac{P}{4EI\beta^2} e^{-\beta x} \sin \beta x = \frac{P}{4EI\beta^2} \eta_3; \\ y'' &= M_x = EI \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{P}{4\beta} e^{-\beta x} [\cos \beta x - \sin \beta x] = \frac{P}{4\beta} \eta_1; \\ y''' &= Q_x = EI \frac{d^3y}{dx^3} = \frac{P}{2} e^{-\beta x} \cos \beta x = -\frac{P}{2} \eta_2. \end{aligned} \quad (1.29)$$

Таким образом, напряженное состояние и деформация одиночного волокна всецело зависят от нагрузки P и коэффициента β , определяемого жесткостью волокна EI и свойствами упругого основания k паренхимы.

Аналитический вывод проверен экспериментально. С помощью специальной установки для кинорегистрации на микроуровне и тензометрирования процесса резания получены кинограммы деформации волокон стебля кукурузы при поперечном нагружении. Синхронно с кинорегистрацией тензометрировались усилия резания. Картина деформации волокна при определенной по-

перечной нагрузке копировалась с кадров кинограммы. При такой же нагрузке с учетом реальных свойств материала волокна и паренхимной массы деформации аналитически рассчитывались по формуле (1.29) в нескольких точках при различных значениях P . Расчетные точки наносились на копию кинограммы. В результате двенадцатикратного сопоставления аналитических и экспериментальных данных о деформации одиночного волокна в паренхимной массе стебля кукурузы установлено, что степень его напряженного состояния под действием сосредоточенной силы (лезвия) с достаточной точностью может быть определена рассмотренным выше образом.

Используя полученные выражения, формулу касательных напряжений Журавского, геометрические характеристики попечного сечения волокна радиусом r_2 , определим степень распределения напряжений от изгибающего момента и перерезывающих сил вдоль линии разрушения ($x = 0$):

$$\delta_M = \frac{P^4 \sqrt{[(4EI)/k]y}}{\pi r_2^4}; \quad (1.30)$$

$$\tau_Q = \frac{2}{3} \frac{P}{\pi r_2^2} \left(1 - \frac{y}{r^2}\right), \quad (1.31)$$

где y — расстояние до нейтральной оси сечения, мм.

При взаимодействии лезвия с волокнами стебля, кроме указанных, существует также контактное напряжение. Наибольшее контактное напряжение отмечено в точке $x = 0$:

$$\sigma_{K \max} = \frac{n_p^2}{\pi} \sqrt{\frac{3}{2} \frac{r_1 + r_2}{V^2 r_1 r_2}}, \quad (1.32)$$

где n_p — коэффициент, определяемый формой и размерами поверхностей контакта; P — сжимающая сила; r_1, r_2 — радиусы контактирующих поверхностей соответственно лезвия и волокна; V — коэффициент, определяющий механические свойства материала лезвия и волокна:

$$V = [(1 - \mu_1^2)/E_1] + [(1 - \mu_2^2)/E_2]. \quad (1.33)$$

Здесь μ_1, μ_2 — коэффициенты Пуассона материала соответственно лезвия и волокна; E_1, E_2 — модули упругости соответственно того и другого. Так как прочность материала лезвия выше прочности стебля, принимаем $\mu_1 = 0, E_1 = \infty$. При этом выражение (1.32) будет выглядеть так:

Рис. 13. Схема взаимодействия кромки лезвия с волокном:
 а — эпюры напряжения в материале волокна; б — диаграмма механического состояния характерных точек материала волокна стебля кукурузы (влажность 62 %)

$$\sigma_{K \max} = \frac{n_p^2}{\pi} X$$

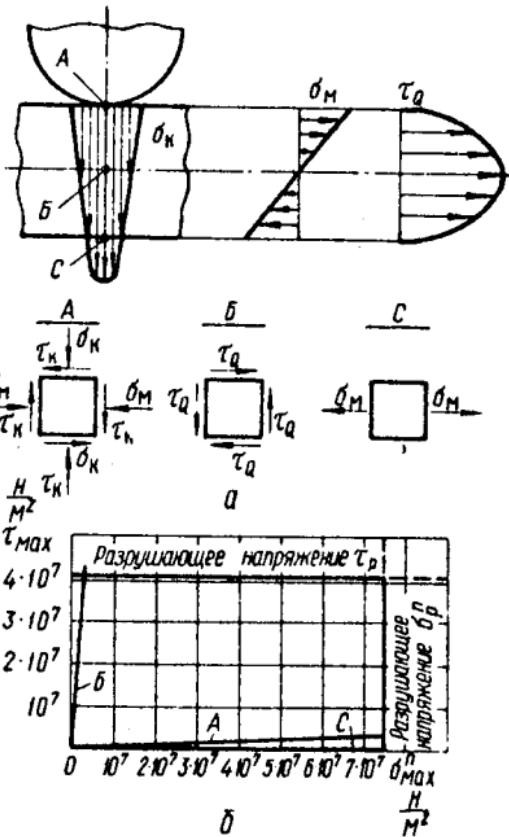
$$X \sqrt{\frac{3(r_1 + r_2)^2 E_1}{2(1 - \mu_2^2) r_1 r_2}} \quad (1.34)$$

На рис. 13, а даны эпюры напряжений в материале волокна в зависимости от изгибающего момента δ_M , перерезывающих сил τ_Q и контактного воздействия σ_K , рассчитанные по формулам (1.32) — (1.34), а также схемы напряженного состояния элементарных площадок в точках А, Б и С сечения волокна вдоль оси Y.

Анализ плоского напряженного состояния волокна в характерно нагруженных точках сечения А, Б и С выполним с использованием основных положений теории прочности Давиденко-Фридмана. Для этого построим диаграмму механического состояния материала волокон (рис. 13, б). На диаграмме по оси ординат отложено максимальное касательное напряжение τ_{\max} , а по оси абсцисс — максимальное приведенное растягивающее напряжение σ_{max}^n . Значения предела сопротивления срезу τ_p (горизонтальная прямая линия) и сопротивления отрыву (вертикальная прямая) определены экспериментально для волокон стеблей кукурузы сорта ВИР-42 в состоянии ранней молочно-восковой спелости (влажность 62 %).

Характеристикой напряженного состояния является отношение наибольшего касательного напряжения к самому высокому приведенному растягивающему напряжению в данной точке:

$$m = \tau_{\max} / \sigma_{\text{max}}^n$$



Лучи, проведенные от начала координат диаграммы под углом, тангенс которого равен m , характеризуют напряженное состояние элементарного объема в результате воздействия внешних сил. В этом случае волокно разрушается в точке С.

Диаграмма механического состояния дает наглядное представление о физической природе разрушения материала. Если луч пересекает сначала прямую τ_p , а затем σ_p^n , то разрушение материала произойдет путем среза и отрыва, если наоборот — сначала прямую σ_p^n , а затем τ_p . Очевидно, что напряженное состояние материала волокон характеризуется различной степенью „жесткости“. „Жесткости“ видов напряженного состояния соответствуют более погодные лучи.

Итак, процесс резания растительного материала, заключающийся в основном в разрушении отдельных волокон, протекает следующим образом. Сначала происходит первоначальный контакт поверхности волокна с кромкой лезвия, затем нагружение и упругая деформация волокна. Напряженное состояние определяется формулами (1.29). Дальнейшее нагружение создает в материале волокна напряжения, превышающие предел прочности. Разрушающее напряжение локально и приводит к локальному разрушению материала. В зависимости от характера нагружения, т. е. его „жесткости“, наступает срез или отрыв, как показано на диаграмме механического состояния. Местное разрушение влечет за собой уменьшение сопротивляемости материала по всему сечению за счет уменьшения поверхности контакта, и далее процесс резания протекает лавинообразно.

Предложенная схема процесса резания весьма приближена. Это объясняется принятием ряда допущений. Кроме того, в реальных условиях взаимодействие лезвия с растительным материалом усложнено из-за влияния боковых граней лезвия, особенно в заключительной стадии разрушения.

1.7. ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ СТЕБЛЕЙ

Силовой анализ дает возможность далее развить теорию резания с учетом физических свойств самих растений.

Деформационная картина, объясняющая и дополняющая графики изменения сил резания стеблей пшеницы в зависимости от V , a , β , вырисовывается в результате экспериментальных исследований процесса резания на пружинном копре и регистрируется путем скоростной киносъемки. С увеличением скорости резания деформация стебля локализуется в зоне его разрушения. Экспериментальные исследования также показывают, что

на волну деформации помимо скорости резания существенное влияние оказывает угол наклона режущей кромки α .

Аналогичные результаты наблюдаются также при резании толстостебельных культур, в частности кукурузы. Величина полного смещения любой точки поперечного сечения стебля кукурузы с увеличением скорости интенсивно уменьшается при $\alpha = 0^\circ$, менее интенсивно при $\alpha = 15^\circ$ и почти не изменяется при $\alpha = 30^\circ$. Скорость резания 3 м/с, а также угол α на величину полного смещения точки почти не влияют. При увеличении же скорости резания (свыше 3 м/с) процесс деформации тканей стебля на расстоянии 3 мм от зоны среза прекращается, т. е. деформация постепенно локализуется в самой зоне резания. Для определения максимальной скорости, при которой зона резания и зона деформации совпадут, рассмотрим графики изменения силы резания в зависимости от изменения V , α и β (см. рис. 10). Из графиков следует, что с возрастанием скорости до 7–9 м/с (разброс скорости зависит от α) величина силы резания уменьшается. Дальнейшее увеличение скорости фактически не влияет на величину силы резания. Значит, максимальная скорость резания, при которой зона резания и зона деформации совпадут, будет 7–9 м/с. Ширину этой зоны определяет угол заточки лезвия β . Рациональным можно считать $\beta = 20^\circ - 25^\circ$.

Остается выяснить физическую сущность влияния угла α на процесс резания (почему при $\alpha \rightarrow 30^\circ$ скорость резания уменьшается до 7 м/с). Рассмотрим сначала влияние этого угла при статическом резании ($V = 0,004 - 0,09$ м/с).

Выше отмечалось, что вид резания определяет угол α (при $\alpha = 0$ – нормальный; при $0 < \alpha \leq \varphi$ – нормально-касательный без скольжения; при $\alpha > \varphi$ – нормально-касательный со скольжением).

В результате экспериментальных исследований при нормальном резании стеблей кукурузы зафиксирован ряд положений:

I. Резание осуществляется в две стадии: упругая деформация и уплотнение материала стебля; разрушение материала стебля.

II. Все приводимые теоретические предпосылки базировались на предположении о линейной зависимости деформаций материала растительной массы от прилагаемой нагрузки. Эксперименты, включающие микрокинорегистрацию структуры материала в процессе нагружения и тензометрирование усилия, подтвердили эту зависимость.

III. Процесс резания включает контакт лезвия с волокнами, их поперечный изгиб, уплотнение и разрушение паренхимы, нарастание напряжений в волокнах и их разрушение.

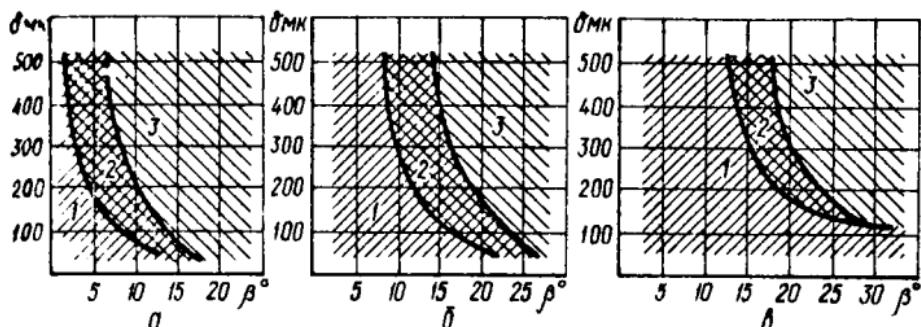


Рис. 14. Номограммы вида резания в зависимости от угла заточки и толщины лезвия при различной влажности стебля

В результате изучения микрокинограмм установлен многообразный характер протекания процесса резания. Многообразие заключается в том, что при различных факторах доминируют те или иные из перечисленных явлений. Сравнительное изучение явлений, происходящих при перерезании стебля лезвием ножа, позволило классифицировать статическое резание по видам:

1. Контактное разрушение материала стебля при незначительной деформации неразрушенных участков (рис. 14, а).

2. Чередование контактного и разрывающего разрушения материала стебля при возрастании деформаций неразрушенных участков (рис. 14, б).

3. Предварительное значительное смятие материала стебля и последующее передавливание. Здесь область деформаций во много раз больше зоны разрушения (рис. 14, в).

С точки зрения расхода энергии, чистоты среза и отношения полезных усилий к затраченным, безусловно, наиболее рациональным является первый вид резания.

IV. Вид резания (1, 2 или 3) определяется углом заточки лезвия, толщиной его, скоростью резания, соотношением нормального и касательного перемещения лезвия, влажностью материала и зазором между режущими частями. На рис. 14, а представлена номограмма протекания трех видов резания в зависимости от угла заточки лезвия и его толщины при абсолютной влажности стебля 66 %. Зона, обозначенная цифрой 1, соответствует первому, 2 – второму, 3 – третьему видам резания. Аналогичны номограммы при абсолютной влажности 72 % (рис. 14, б) и 80 % (рис. 14, в). Из этих трех номограмм видно, как увеличение влажности влияет на улучшение качества среза и на характер протекания процесса резания.

V. Паренхимная масса разрушается под действием местного давления (со стороны лезвия и деформированных волокон) путем сплюсывания стенок клетчатки и вытекания внутриклеточной жидкости.

Нормальное резание характеризуется тем, что силы резания перпендикулярны оси стебля, т. е. пересекают ее. При скоростях резания, незначительных по сравнению со скоростями распространения деформаций в стебле, последние почти равномерно распределяются по всему его поперечному сечению. А это значит, что при нормальном резании на малых скоростях разрушение всех механических связей стебля происходит почти одновременно.

Нормально-касательное резание без скольжения является переходным от нормального к скользящему. Выше было отмечено (см. подразд. 1.4), что изменение вида резания с увеличением угла α происходит за счет изменения соотношения нормального и касательного среза.

Перераспределение деформаций в поперечном сечении стебля (из-за микрозубцов режущей кромки) приводит к постепенному разрушению волокон и объясняется облегчением проникновения лезвия в материал при данном виде резания и особенно при скользящем.

На малых скоростях контактные напряжения, приводящие к разрушению волокон, достигаются за счет значительных объемов деформации малой концентрации. С увеличением скоростей резания объемы деформаций уменьшаются, а их концентрация увеличивается. Следовательно, совместное перемещение точек контакта волокон с режущими кромками значительно уменьшается. В этом случае влияние угла заточки на процесс проникновения уменьшается. Причем чем больше скольжение, тем меньше деформация. Таким образом, если срез осуществляется с участием противорежущей пластины, то в зависимости от угла защемления возможны: 1) уплотнение и постепенное перерезание элементарных частиц в зоне пересечения линий режущих кромок ножа и противорежущей пластины при $\alpha \leq [a]$, обеспечивающем защемление стебля без скольжения; 2) резание ножом и противорежущей пластиной со скольжением стебля на участке контакта ножа и пластины со стеблем при $\alpha > [a]$.

В первом случае элементарные частицы стебля, попавшие в микропадины, по длине контакта режущих кромок со стеблем находятся в условиях, характеризующихся разными значениями сил упругого поджима. Более того, те элементарные частицы, которые попадают в точку пересечения режущих кромок ножа и пластины, испытывают помимо всего еще и одновременное действие микрозубцов обеих режущих кромок. Поэтому при таком виде резания разрушаются, причем полностью, только те элементарные частицы, которые оказываются в точке пересечения режущих кромок. Однако за счет увеличения скорости ножа мож-

но добиться разрушения и других элементарных частиц. Произойдет это при воздействии на частицы (со стороны деформированного стебля), помимо упругих, сил инерции деформируемой массы стебля.

Самым выгодным является резание без скольжения с минимальной объемной деформацией стебля. Поэтому важно подобрать такой угол защемления α и скорость ножа V , при которых оно будет обеспечено.

В этом случае процесс резания заключается в том, что микрозубцы режущей кромки ножа, взаимодействуя с тканями стебля, разрушают их; клин ножа, внедряясь в образующуюся щель, раздвигает своими гранями перерезанные ткани стебля.

Далее микрозубцы режущей кромки ножа под действием нормальной силы, приложенной к ножу, внедряются в ткани стебля. В результате мельчайшие частицы стебля оказываются поджатыми сдеформированным стеблем к микровпадинам режущей кромки. Под действием касательной силы эти частицы стебля разрушаются.

При нормально-касательном движении ножа частица стебля может быть либо полностью срезана микрозубцом, либо не полностью. За счет действия упругих сил сдеформированной части стебля недорезанная частица растительного материала вместе с определенной добавкой окажется в микровпадине, только уже другого микрозубца. Этот процесс повторяется до тех пор, пока стебель не будет полностью срезан. Если противорежущая пластина (см. рис. 3) располагается к ширине жатки под углом α_1 , а режущая кромка ножа — под углом α_2 , то угол защемления стебля режущей парой составит $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$.

Силы защемления при $\alpha > 0$ вызывают силу выталкивания. Эта сила тем больше, чем больше угол защемления. При этом растут углы α_1 и α_2 , а значит, уменьшается нормальная и увеличивается до максимума касательная сила. В итоге наступает момент, когда элементарные частицы срезаются не полностью (часть их выжимается из микровпадин), и тогда нож проскальзывает по стеблям. Последнее явление — результат уменьшения нормальной силы, сжимающей стебель. Следовательно, общая деформация стебля в поперечном сечении при скольжении лезвия незначительна. Но вместе с тем положительное влияние малых углов защемления неоспоримо и объясняется тем, что оно способствует увеличению концентрации деформаций растительного материала.

Для того чтобы понять природу разрушения стебля в этих случаях, необходимо хорошо знать микроструктуру разрезаемого материала и режущей кромки лезвия. Следует обратить осо-

боев внимание на то, что оболочки клеток, разрушение которых, собственно, и представляет собой суть процесса резания, строятся на принципе армирования менее прочной массы более прочными нитями. Причем армирование это очень сложное и наблюдается на разных микроуровнях по-разному. Так, стебель армируется проводящими пучками; пучки — механическими тяжами, состоящими из клеток механической ткани; прочность клеток обеспечивается прочностью их оболочек, которые армируются микрофибрillыми нитями; а последние — кристаллитами.

Режущая часть лезвия имеет пилообразную форму (состоит из микрозубцов и зазубрин). При резании микрозубцы лезвия под действием нормальных сил внедряются в разрезаемый материал, а под действием касательных сил увлекают за собой частицы этого материала до полного их разрушения.

В зависимости от чистоты и угла заточки, а также от материала, из которого выполнено лезвие, геометрия микрозубцов и их прочность будут разными. С улучшением чистоты заточки размеры микрозубцов уменьшаются, поэтому они могут захватывать более мелкие объемы (q) растительного материала, которые по диаметру стебля имеют разную плотность. Кроме того, прочность растительных объемов меняется от периферии стебля к его оси.

Таким образом, разрушение растительного материала происходит на разных микроуровнях. Основными прочностными и армирующими элементами объема q , захватываемого микрозубцом режущей кромки, являются: первый микроуровень — проводящий пучок; второй — тяж механической ткани; третий — нити микрофибрillы; четвертый — кристаллиты.

Объемы q в зависимости от изменения величины нормальных сил, действующих на лезвие, могут иметь разную плотность. С увеличением размеров микрозубцов режущей кромки и нормального напряжения на нее микроуровни разрушения изменяются от четвертого к первому. В процессе резания микрошероховатость кромки все более приближается к высоким классам чистоты.

Эффект резания со скольжением характерен и для тупых лезвий, поэтому гипотезу о значительной роли микрозубцов в процессе резания многие исследователи отвергли как несостоятельную. Однако при затуплении кромки увеличивается ее ширина, а значит, и площадь контакта с разрезаемым материалом. В результате при одном и том же усилии N нормальные напряжения значительно уменьшаются. Вместе с ними уменьшаются способность микрозубцов проникать в растительный материал и плотность той части его, которая захватывается микрозубцами,

т. е. увеличивается микроуровень резания. В целом при $N = \text{const}$ с ростом затупления режущей кромки доля одновременно разрушающегося растительного материала уменьшается, а следовательно, уменьшается и касательная сила резания.

Приведенные выше положения подтверждаются экспериментальными исследованиями процесса резания со скольжением стеблей кукурузы, проведенными Н. А. Карп [7].

Подытоживая сказанное, следует отметить, что при $\alpha = 0$ разрушение всех механических волокон (пучков) происходит почти одновременно, т. е. приложенная к ножу сила достигает максимальной величины. При $\alpha > 0$ разрушается только часть механических пучков, которые находятся в зоне, близлежащей к ножу. При $\alpha \rightarrow 30^\circ$ в первую очередь разрушаются механические ткани, находящиеся в зоне непосредственного контакта с ножом. Сначала разрушается часть верхнего слоя механического цилиндра (на его поверхности образуется надрез), затем под действием нормальных сил нож внедряется в этот надрез, вступает в контакт с нижним слоем и разрушает его. Такое чередование приводит к постепенному разрушению всех механических тканей стебля.

Вернемся к рассмотрению влияния скорости резания на процесс разрушения стебля. Известно, что большинство материалов, в том числе и растительных, отличающихся при статических испытаниях прекрасными пластическими качествами, при ударном воздействии нагрузки оказываются хрупкими. Выше отмечалось, что при $\alpha = 0$ рациональной скоростью считается $V = 9 \text{ м/с}$ (зоны резания и деформации совпадают). При такой скорости вся нагрузка направлена вдоль одной плоскости, что и вызывает резкое повышение динамических напряжений. При этом пластические деформации затруднены и материал оказывается хрупким.

При $\alpha > 0$ создаются условия для образования надреза, значительно ослабляющего сечение стебля. Вся энергия удара поглощается небольшим объемом материала в зоне местного ослабления, что, как и в первом случае, ведет к резкому повышению динамических напряжений. Кроме того, рядом с дном надреза повышаются еще и местные напряжения. Они обычно представляют собой систему, при которой материал находится в объемном напряженном состоянии (затрудняются пластические деформации, и материал оказывается хрупким), что, в свою очередь, усиливает эффект ударной нагрузки. В этом отношении различные формы надреза влияют неодинаково: при остром надрезе — $\beta = 15^\circ$ — действие удара сильнее, чем при закругленном — $\beta = 30^\circ$ (см. рис. 10–13). Поэтому полностью пренебрегать влиянием угла заточки β нельзя.

Рассмотренный выше процесс перерезания стебля дает возможность понять, почему скорость уменьшается до 7 м/с, а также установить скорости режущей полосы жатвенных аппаратов для тонкостебельных (выше 5 м/с) и толстостебельных (выше 9 м/с) культур, обеспечивающие чистый срез стеблей независимо от высоты подреза, состояния режущей кромки ножа, угла резания, угла заточки сегмента и всех прочих конструктивных особенностей режущего аппарата.

Необходимо также отметить, что хотя специальных опытов по изучению влияния влажности стебля на скорость его перерезания и не проводилось, но в ходе экспериментальных исследований было установлено, что с увеличением влажности стебля уменьшается и рациональная скорость его резания.

Глава 2. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕЖУЩЕГО АППАРАТА ЖАТОК

2.1. НОВЫЕ ПРИВОДЫ НОЖА РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

Для обеспечения надлежащего технологического процесса резания, биологические и экспериментальные основы которого рассмотрены в первой главе, необходим привод ножа с высокими технико-экономическими и технологическими показателями работы. Дело в том, что в большинстве режущих аппаратов возникают большие боковые (прижимающие) нагрузки в спинке ножа, значительно увеличивающие трение в направляющих ножа. Это приводит к их неравномерному интенсивному износу, отрицательно скказывается на технологическом процессе резания растений.

Для устранения указанных недостатков мы предлагаем два новых привода режущего аппарата жаток, защищенных авторскими свидетельствами.

Привод механизмом Чебышева (рис. 15). Для привода ножа можно использовать спрямляющий механизм П. Л. Чебышева. Он представляет собой шарнирный четырехзвенник, одна точка шатуна которого движется по прямой линии. Если к этой точке присоединить нож, то он тоже будет совершать прямолинейное возвратно-поступательное движение.

Этот механизм называется спрямляющим, но точка В будет двигаться в нем по прямой линии только в том случае, если

$$AC = CB = CO_1 = R = S/0,842.$$

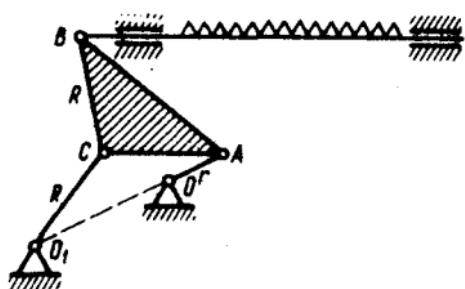


Рис. 15. Привод механизмом Чебышева

Уравнение движения ножа определяется следующим образом:

$$x = 0,0377 \sin \varphi X$$

$$X \left[\sqrt{(1,02 - 0,42 \cos \varphi)} / \sqrt{(1,046 + 0,42 \cos \varphi)} + 0,99 \right]. \quad (2.1)$$

Для получения необходимой скорости ножа дифференцируем выражение (2.1) по времени t :

$$x = 0,0377 \omega \left\{ \cos \varphi \left[\sqrt{(1,02 - 0,42 \cos \varphi) / (1,046 + 0,42 \cos \varphi)} + 0,99 \right] + \frac{0,43 \sin^2 \varphi}{\sqrt{(1,046 + 0,42 \cos \varphi)^3 (1,02 - 0,42 \cos \varphi)}} \right\}. \quad (2.2)$$

Находим аналог скорости:

$$\frac{(dx)}{(d\varphi)} = 0,0377 \left\{ \cos \varphi \left[\sqrt{(1,02 - 0,42 \cos \varphi) / (1,046 + 0,42 \cos \varphi)} + 0,99 \right] + \frac{0,43 \sin^2 \varphi}{\sqrt{(1,046 + 0,42 \cos \varphi)^3 (1,02 - 0,42 \cos \varphi)}} \right\}. \quad (2.3)$$

Чтобы определить ускорение ножа, дифференцируем выражение (2.2) по времени t :

$$x = 0,0377 \omega^2 \frac{0,215 \sin 2\varphi}{\sqrt{(1,046 + 0,42 \cos \varphi)^3 (1,02 - 0,42 \cos \varphi)}} - \sin \varphi \left[\sqrt{(1,02 - 0,42 \cos \varphi) / (1,046 + 0,42 \cos \varphi)} + 0,99 \right] + + \left\{ (1,046 + 0,42 \cos \varphi)^2 [0,43 \sin 2\varphi (1,046 + 0,42 \cos \varphi) (1,02 - 0,42 \cos \varphi)] + 0,09 \sin^3 \varphi (4,106 - 0,84 \cos \varphi) \right\} / \left\{ [(1,046 + 0,42 \cos \varphi)^3 (1,02 - 0,42 \cos \varphi)]^{3/2} \right\}. \quad (2.4)$$

Аналог ускорения ножа будет иметь вид:

$$\begin{aligned} \frac{(d^2x)}{(d\varphi^2)} = 0,0377 & \frac{0,215 \sin 2\varphi}{\sqrt{(1,06 + 0,42 \cos \varphi)^3 (1,02 - 0,42 \cos \varphi)}} \\ & - \sin \varphi [\sqrt{(1,02 - 0,42 \cos \varphi) / (1,046 + 0,42 \cos \varphi)} + 0,99] + \\ & + \left\{ (1,046 + 0,42 \cos \varphi)^2 [(0,43 \sin 2\varphi (1,046 + 0,42 \cos \varphi) (1,02 - \right. \right. \\ & \left. \left. - 0,42 \cos \varphi)] + 0,09 \sin^3 \varphi (4,106 - 0,84 \cos \varphi) \right\} / \left\{ (1,046 + \right. \right. \\ & \left. \left. + 0,42 \cos \varphi)^3 (1,02 - 0,42 \cos \varphi) \right\}^{3/2}. \quad (2.5) \end{aligned}$$

При этом значения φ изменяются от 0 до 360° с интервалом в 15° . Графики аналогов скоростей и ускорений даны на рис. 16, а, б.

Кулисно-параллелограммный механизм (рис. 17). Он предназначен для одноножевых режущих аппаратов уборочных машин и состоит из двойного шарнирного параллелограмма (одна из сторон является ножом) и кулисного механизма. При вращении диска 1 с постоянной угловой скоростью палец 2 сообщает колебательное движение по дуге окружности ножу 7 при помощи кулисы 3, поводка 4, жестко связанного с кулисой, и продольных сторон 5, вращающихся вокруг пальцев 6.

Нож совершает плоско-параллельное движение:

$$x = L \lambda \sin \varphi; \quad y = L \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}, \quad (2.6)$$

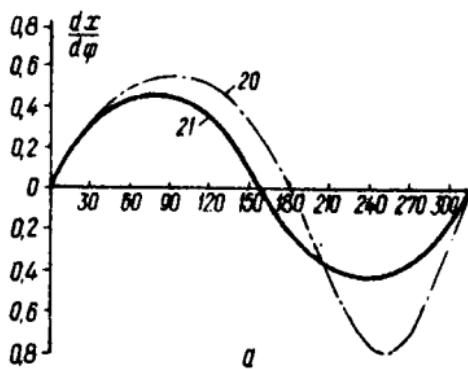
где $\lambda = r / l$.

Дифференцируя по времени t выражение (2.6), получим:

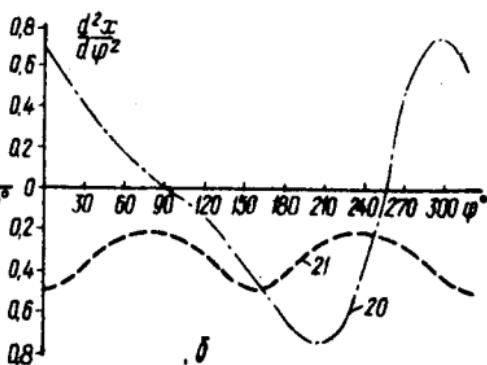
$$\begin{aligned} V_x = (dx) / (dt) &= L \lambda \omega \cos \varphi; \quad V_y = (dy) / (dt) = \\ &= L \lambda^2 \omega [(\sin \varphi \cos \varphi) / \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}]. \quad (2.7) \end{aligned}$$

Полная скорость ножа

$$V = L \lambda \cos \varphi \sqrt{1 + \lambda^2 [\sin^2 \varphi / (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)]}. \quad (2.8)$$



а



б

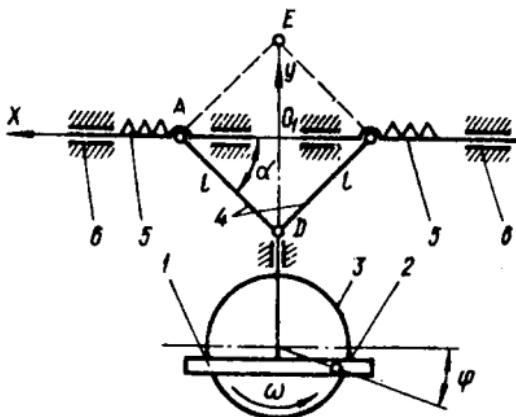


Рис. 16. Графики зависимости аналогов:
а — скорости; б — ускорения
от угла поворота ведущего звена

Рис. 17. Кулисно-параллелограммный механизм привода

Для определения ускорения ножа дифференцируем выражение (2.7) по времени t :

$$W_x = (d^2x)/(dt^2) = -L\lambda\omega^2 \sin \varphi$$

$$W_y = (d^2y)/(dt^2) = -L\lambda^2\omega^2 \left[\frac{4\cos 2\varphi(1-\lambda^2\sin^2\varphi) + \lambda^2\sin^2 2\varphi}{4(1-\lambda^2\sin^2\varphi)^{3/2}} \right]. \quad (2.9)$$

Отсюда полное ускорение ножа

$$W = L\lambda\omega^2 \sqrt{\sin^2 \varphi + \lambda^2 \left[\frac{(4\cos 2\varphi)(1-\lambda^2\sin^2\varphi) + \lambda^2\sin^2 2\varphi}{4(1-\lambda^2\sin^2\varphi)^{3/2}} \right]}. \quad (2.10)$$

Обозначим приведенную скорость $L\omega = \omega'$, тогда приведенное ускорение $L\omega^2 = (\omega'')^2$. Аналоги скорости и ускорения будут иметь вид:

$$\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{\text{пр}} = \lambda \cos \varphi \sqrt{1 + \lambda^2 [\sin^2 \varphi / (1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)}; \quad (2.11)$$

$$\left(\frac{d^2 S}{d\varphi^2} \right)_{np} = \lambda \sqrt{\sin^2 \varphi + \lambda^2} \left[\frac{(4 \cos 2\varphi)(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi) + \lambda^2 \sin 2\varphi}{4(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}} \right] \quad (2.12)$$

Из равенств (2.11) и (2.12) видно, что аналоги скоростей и ускорений, а следовательно, и сами скорости и ускорения зависят от угла φ поворота кривошипа и величины λ .

Для вычисления величин аналогов скоростей и ускорений вводим следующие параметры: величину r (единичной длины); угол поворота диска (от 0 до 360°); величину λ ($1/2$; $1/4$; $1/25$; $1/50$).

На основании расчетных данных строим графики аналогов скорости и ускорения (рис. 16, кривая 21).

Исходя из наименьших максимальных ускорений и плавности их изменения, а также максимальной скорости ножа, изменяющейся по закону, наиболее приближенному к гармоническому, по графику определяются оптимальные параметры механизма. При этом λ должна находиться в пределах $0,25 - 0,5$ (см. рис. 16). Если же $\lambda > 0,5$, то резко возрастают ускорения, а если $\lambda < 0,25$, то скорость быстро уменьшается и влечет за собой необходимость увеличения оборотов кривошипа, что нежелательно.

2.2. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ НЕКОТОРЫХ ПЕРСПЕКТИВНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДА НОЖА

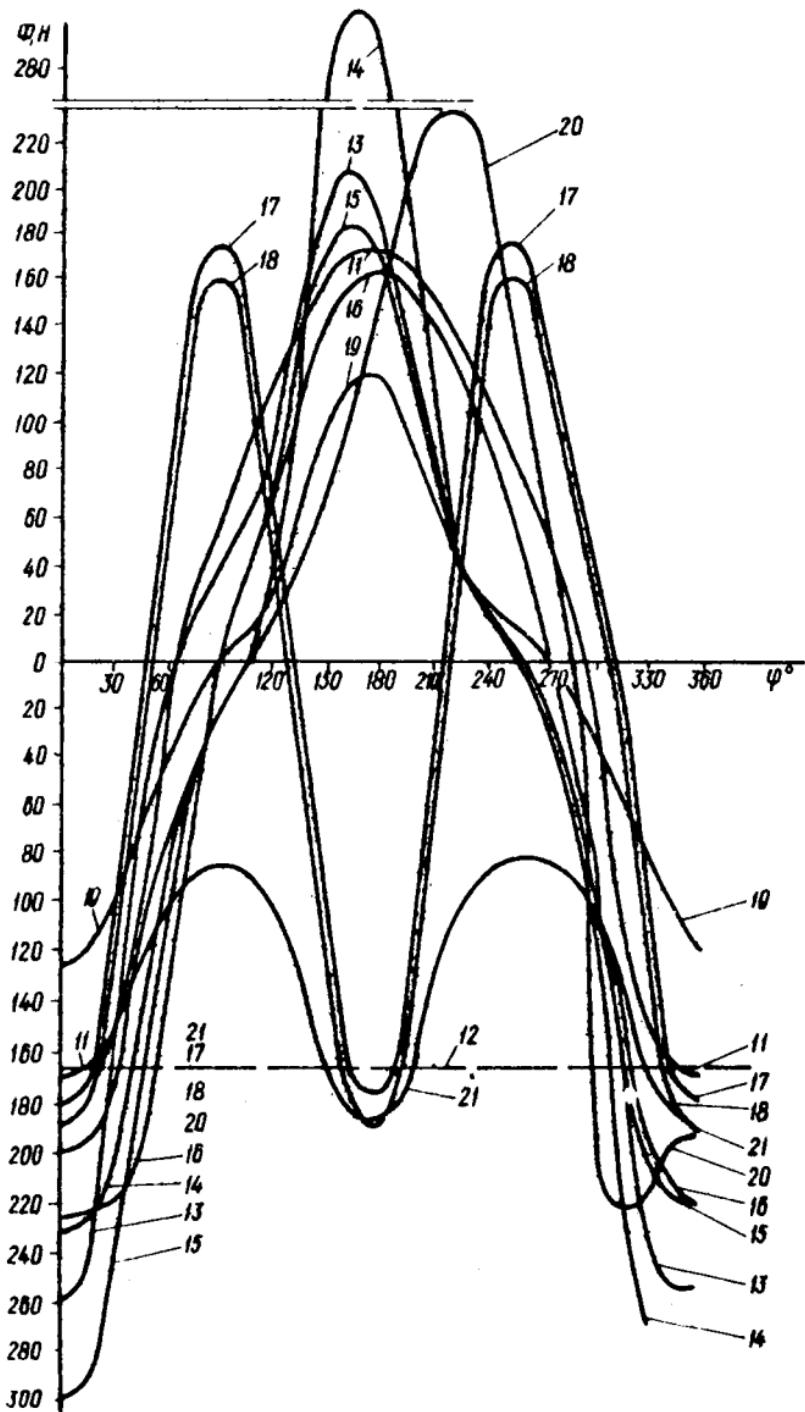
При равномерном вращении кривошипа любого механизма привода нож и связанные с ним рабочие органы режущего аппарата совершают колебательное движение и имеют переменные по величине и направлению ускорения. Возникающие силы инерции рабочих органов способствуют появлению динамических давлений в кинематических парах механизмов. Эти давления передаются на раму машины, вызывая ее сотрясение и колебания упругих элементов.

Силы инерции рабочих органов пропорциональны их ускорениям и определяются выражением

$$\Phi = mW, \quad (2.13)$$

где m — масса ножа.

В современных уборочных машинах применяются режущие аппараты с различной шириной захвата. Для того чтобы провести сравнительный анализ работы различных приводов, необходимо знать силу инерции ножа, имеющего ширину захвата 1 м. Для определения величины силы инерции любой уборочной машины



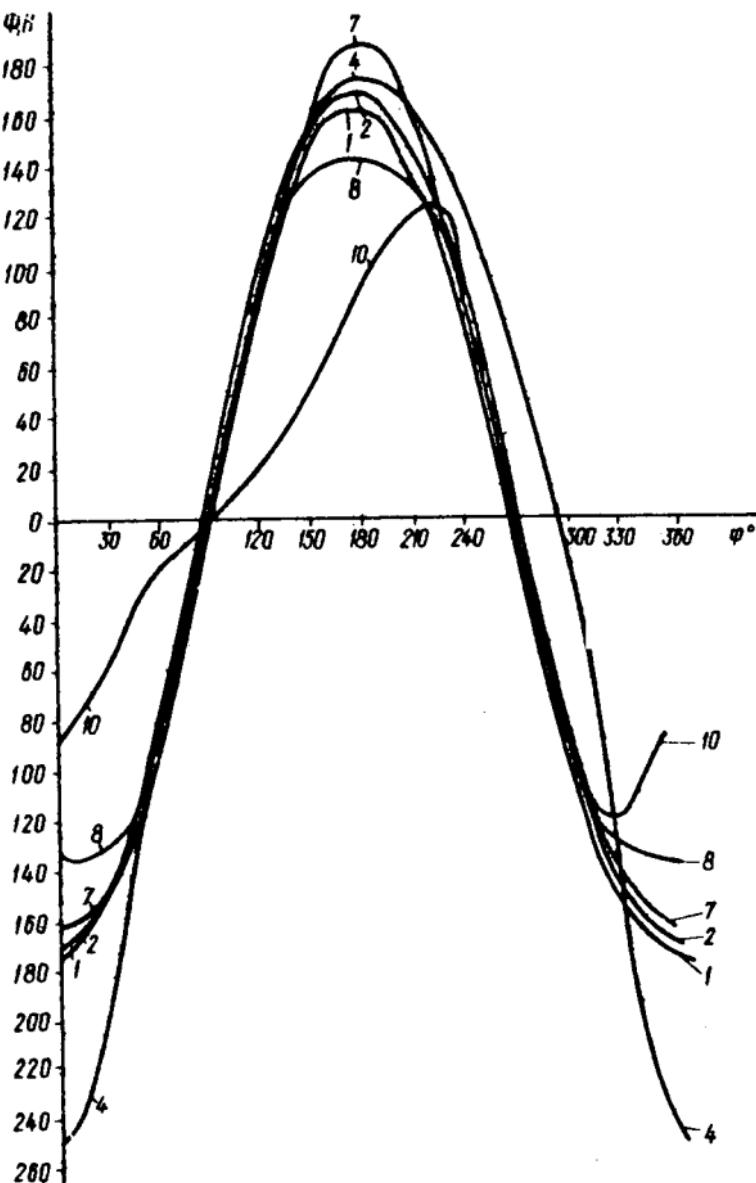


Рис. 18. Изменение сил инерции ножа в зависимости от угла поворота ведущего звена для различных механизмов привода:

- 1 – кривошипно-ползунный; 2 – синусный; 3 – кулачковый; 4 – с колебательным валом;
- 5 – с водилом; 6 – с качающимся коромыслом;
- 7 – с коленчатым коромыслом; 8 – качающейся вилки;
- 9 – качающейся шайбы;
- 10 – кулисный; 11 – планетарный; 12 – шарнирно-параллелограммный;
- 13, 14, 15 – кривошипно-кулисные (варианты I, II, III); 16 – рычажно-реечный;
- 17 – кулисно-поводковый; 18 – кулисно-реечный;
- 19 – кулисно-рычажный; 20 – привод механизмом Чебышева; 21 – кулисно-параллелограммный

достаточно полученную силу инерции ножа с захватом 1 м умножить на ширину захвата машины. Масса погонного метра ножа для современных уборочных машин равна 2,23 кг. Ускорение ножа носит периодический характер, поэтому при расчете сил инерции берут оборот ведущего звена. Графики изменения сил инерции ножа (для различных механизмов привода его) в зависимости от угла поворота ведущего звена приведены на рис. 18.

Зная величину инерционной силы ножа, можно решить целый ряд вопросов, связанных со снижением вибраций в машине, расчетом отдельных деталей на прочность, определением давлений в кинематических парах и др.

С учетом характера сил инерции ножа сравним различные механизмы привода его, чтобы выяснить возможность увеличения числа ходов ножа в минуту, а значит, повышения производительности агрегата в целом. В основе сравнения — сила инерции ножа синусного механизма (табл. 3). Отношение силы инерции ножа любого механизма к силе инерции синусного назовем коэффициентом инерциальной нагрузки, т. е.

$$\xi = \Phi_{\max} / \Phi_{\max}^{\sin}, \quad (2.14)$$

где Φ_{\max} , Φ_{\max}^{\sin} — максимальная сила инерции ножа соответственно любого и синусного механизмов.

По величине сил инерции можно судить об энергетических затратах на преодоление их сопротивления. Требуемая для этих целей мощность определяется по формуле

$$N = \Phi V, \quad (2.15)$$

Подставляя значения Φ и V в (2.15), получим:

$$N = -m\omega^3 r^3 \frac{dx}{d\varphi} \frac{d^2x}{d\varphi^2}.$$

По этой формуле для ножей, имеющих различные механизмы привода, можно подсчитать мощность, затрачиваемую на преодоление сил инерции, в зависимости от угла поворота ведущего звена (рис. 19).

При выборе механизма с лучшими технико-экономическими и технологическими показателями следует учитывать различные факторы, влияющие на его работу, и прежде всего те, которые имеют существенное значение: технологические, кинематические и динамические показатели ножа; требуемая мощность на преодоление сил инерции; сложность механизма; производитель-

Таблица 3. Кинематические и динамические характеристики ножа режущего аппарата, имеющего различные механизмы привода

Номер механизма	Коэффициент инерционной нагрузки	$N, \%$	$W, \%$	Скорость резания, %	
				начальная	конечная
1	1,04	+ 4,17	+ 4,00	+ 1,06	- 1,19
2	1,00	0	0	0	0
3	0,74	- 25,30	- 25,52	-	-
4	1,48	+ 2,10	+ 47,77	+ 1,1	- 2,3
5	1,48	+ 2,10	+ 47,77	+ 1,1	- 2,3
6	1,48	+ 2,10	+ 47,77	+ 1,1	- 2,3
7	1,12	- 7,04	+ 12,02	- 6,38	- 4,7
8	0,82	- 1,39	- 18,45	- 3,5	- 3,9
9	0,82	- 1,39	- 18,45	- 3,5	- 3,9
				- 17*	- 32,2*
10	0,72	- 7,63	- 27,96	- 14,93	- 2,11
11	1,00	0	0	0	0
12	1,00	+ 102	0	+ 6,38	+ 6,38
13	1,62	+ 78,47	+ 52,01	+ 5	- 2,7
14	2,01	+ 115,28	+ 101,02	0	- 10,96
15	1,33	+ 55,56	+ 33,29	+ 5	- 2,7
16	1,43	+ 1,39	+ 32,07	- 8,18	- 9,06
17	1,07	+ 4,17	+ 6,74	- 1,56	- 0,75
18	1,13	+ 2,08	+ 12,6	+ 1,64	- 3,8
19	0,71	- 40,28	- 29,15	+ 2,06	+ 9,52
				- 18*	- 16,2*
20	1,36	+ 67,76	+ 35	- 2	- 1,3
21	1,12	+ 5,56	+ 12,02	+ 1,96	+ 4,75

ность, зависящая от числа ходов ножа в минуту, а также стоимость изготовления.

Сравнительный анализ (см. табл. 3) показал, что наиболее перспективными являются механизмы: качающейся вилки (шайбы), планетарный, кулисный и кулисно-рычажный. Их пре-

имущество заключается в том, что максимальные ускорения (10–30 %), мощность, затрачиваемая на преодоление сил инерции (5–10 %), коэффициенты инерциальной нагрузки (10–30 %) меньше, чем у других механизмов. В то же время скорость начала и конца резания незначительно отличается от скорости резания ножа, приводимого синусным механизмом. Силы инерции рассматриваемых механизмов значительно меньше (на 10–30 %), чем других. Это позволяет, не изменяя конструкции режущего аппарата, увеличивать число двойных ходов ножа и тем самым повышать производительность жатки.

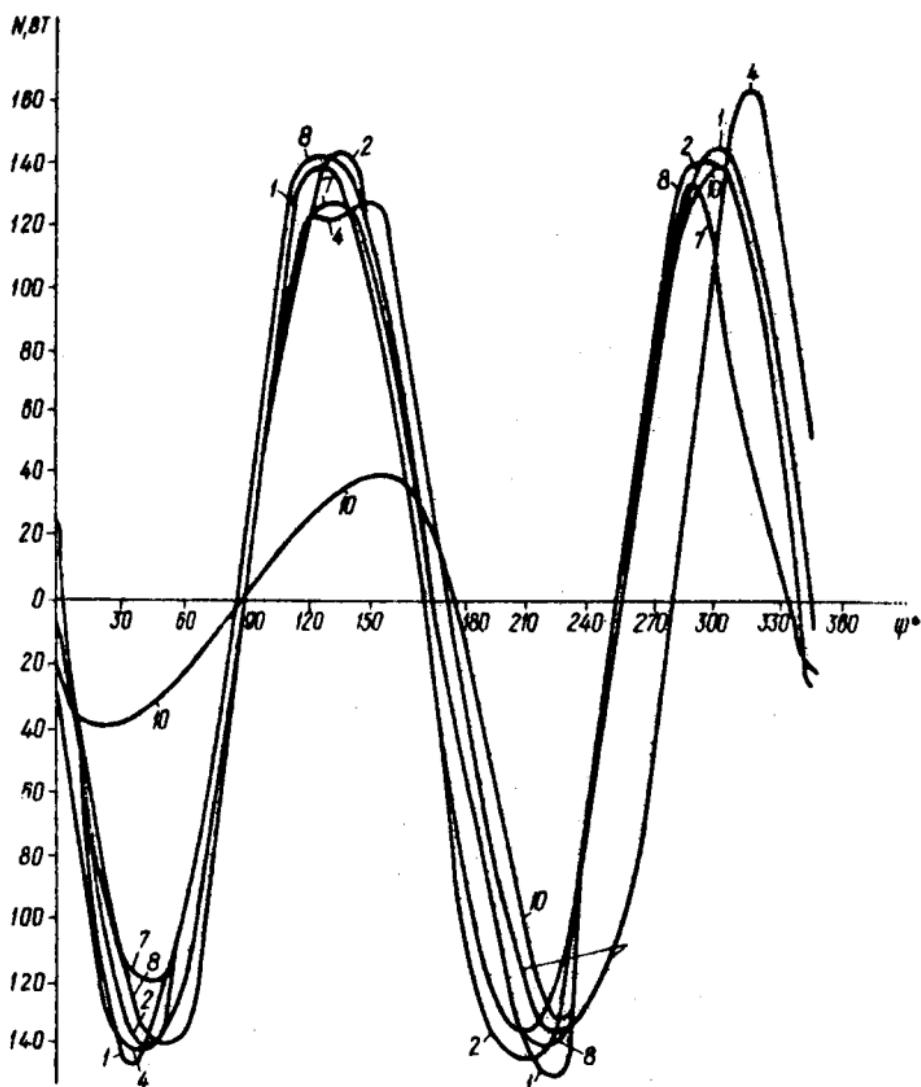
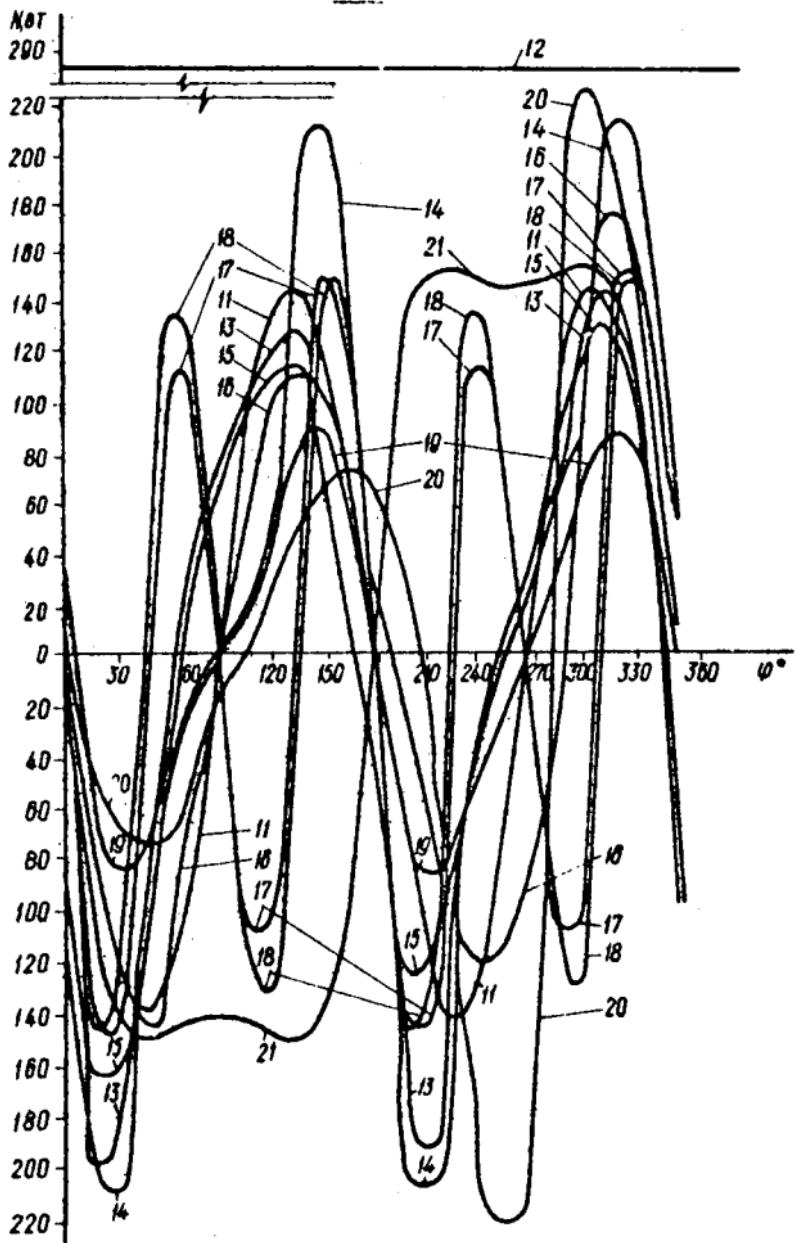


Рис. 19. Изменение мощности, необходимой для преодоления сил инерции механизмов привода

Важным фактором является также простота конструкции и универсальность этих механизмов, т. е. возможность применения их на любых типах жаток (навесных или прицепных), независимо от того, где жатка навешивается (сбоку или впереди агрегата). Все перечисленные механизмы, за исключением кулисно-рычажного, могут работать в масляной ванне, что увеличивает их надежность и долговечность.



ножа, в зависимости от угла поворота ведущего звена для различных ме-

Однако высокая стоимость и сложность изготовления сдерживают в настоящее время применение в жатках приводов с планетарным и кулисно-рычажным механизмами.

Следует обратить внимание на синусный и кулачковый механизмы. По своим показателям (см. табл. 3) они также являются перспективными, но из-за слабой надежности и износостойкости не находят широкого применения. Чтобы рекомендовать эти механизмы для внедрения в производство, необходимо улучшить их конструкцию и прежде всего обеспечить постоянный контакт между кулачком и толкателем или коромыслом в кулачковых механизмах. Для этого необходимы дополнительные устройства. Кулачок с кинематическим замыканием проблемы не решает — усложняется привод. Нужны кулачки с деформируемым профилем (контактные напряжения в 50 раз меньше, чем у остальных), для изготовления которых требуются специальные дорогостоящие материалы.

Таким образом, в настоящее время для широкого применения в качестве приводов режущих аппаратов уборочных машин можно рекомендовать прежде всего механизмы: кулисный и качающейся вилки (шайбы).

2.3. МЕТОДЫ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СКОРОСТНОГО РЕЖИМА ДВИЖЕНИЯ НОЖА

При кинематическом анализе механизмов было принято допущение, что угловая скорость приводного вала является величиной постоянной, равной среднему значению его переменной угловой скорости. Это вызвано тем, что точное определение характера вращения приводного вала (кривошипа) связано со значительными трудностями, заключающимися в невозможности предвидеть при конструировании новой машины, какой скоростной режим для рабочих органов установится в производственных условиях. Практически это может быть уточнено в процессе испытания машины и последующей доработки ее конструкции.

Если даже путем эксперимента будет получена осциллограмма изменения движущего момента, то при построении кинематических диаграмм встретятся большие затруднения, вызванные переменностью частоты вращения приводного вала. Решение этого вопроса с помощью расчетного или математического моделирования, для чего необходимо составить систему дифференциальных уравнений для каждого механизма, — задача сложная и трудно выполнимая. Рассмотрим, как ее решать.

Подавляющее большинство механизмов привода ножа режущего аппарата жатки обладают одной степенью свободы. Для со-

ставления дифференциального уравнения движения каждого из таких механизмов могут быть применены различные методы. В основу одних положено действие сил (второй закон Ньютона, принцип Даламбера); другие построены на энергетических принципах (уравнения Лагранжа, Аппеля, принцип Гамильтона—Остроградского и др.). Для твердого тела, имеющего неподвижную ось вращения, основные категории механики, так же как кинетическая энергия и кинетический момент, сохраняют универсальность и имеют вид

$$T = 0,5 (I_z \omega^2) \text{ и } L_z = I_z \omega, \quad (2.16)$$

где z — неподвижная ось вращения.

При нескольких соединенных между собой твердых телах и условии сохранения неизменным передаточного отношения между ними удобно массы всех тел привести к ведущему звену и, тогда равенства (2.16) примут вид

$$T = 0,5 (I_{\text{пр}} \omega^2) \text{ и } L_z = I_{\text{пр}} \omega. \quad (2.17)$$

Если же система, состоящая из нескольких тел, представляет собой шарнирно-рычажный механизм, в котором передаточное отношение между звеньями, а следовательно и $I_{\text{пр}}$ изменяется, то вид равенства (2.17) для кинетической энергии остается неизменным, а кинетический момент L_z уже не может быть выражен этим равенством.

Тогда, применяя теорему об изменении кинетической энергии в дифференциальной форме, получим:

$$d[0,5 (I_{\text{пр}} \omega^2)] = M d\varphi = (M_{\text{дв}} - M_c) d\varphi \quad (2.18)$$

или после дифференцирования

$$I_{\text{пр}} \epsilon + \frac{1}{2} \omega^2 \frac{dI_{\text{пр}}}{d\varphi} = M_{\text{дв}} - M_c = M, \quad (2.19)$$

где $M_{\text{дв}}$, M_c — моменты соответственно движущих сил и сил сопротивления.

Если же для указанной системы применить теорему о кинетическом моменте и принять $L_z = I_{\text{пр}} \omega$, то получим следующий результат:

$$\frac{d}{dt} (I_{\text{пр}} \omega) = M, \quad \text{или} \quad \frac{dI_{\text{пр}}}{dt} \omega + I_{\text{пр}} \frac{d\omega}{dt} = M.$$

После преобразований уравнение принимает вид

$$I_{\text{пр}} \epsilon + \omega^2 \frac{dI}{d\varphi} = M. \quad (2.20)$$

Дифференциальные уравнения (2.19) и (2.20) не одинаковы. Поэтому вычислять кинетический момент для любого механизма по второму из равенств (2.17) нельзя.

Отсюда следует, что, пользуясь для составления дифференциального уравнения движения агрегата законами и принципами механики, такими как второй закон Ньютона, принципы Даламбера, Даламбера—Лагранжа, Гамильтона—Остроградского (канонические уравнения Гамильтона), уравнения Лагранжа первого и второго рода, Аппеля и др., необходимо в каждом отдельном случае установить пределы их применения. Так, если для составления уравнений движения с голономными связями можно использовать любые уравнения динамики, то для составления уравнений движения с неголономными связями — только Лагранжа второго рода (Лагранжа—Расса) или Аппеля, которые учитывают реакции неголономных связей / 5 /:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} = Q_j + \sum \mu_b \frac{\partial f_b''}{\partial \dot{q}_j} \quad (j = 1, 2, \dots, k). \quad (2.21)$$

При наличии потенциальной энергии и диссипативной функции, а также зависимых координат среди обобщенных целесообразны уравнения Лагранжа следующего вида:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial T}{\partial q_j} &= Q_j^* - \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} - \frac{\partial v}{\partial q_j} + \sum_{a=1}^m \lambda_a \frac{\partial f_a}{\partial q_j} + \\ &+ \sum_{b=1}^s \mu_b \frac{\partial f_b''}{\partial \dot{q}_j} \quad (j = 1, 2, \dots, B), \end{aligned} \quad (2.22)$$

где Q_j^* — силы, не имеющие потенциала и не являющиеся диссипативными; $\Pi (q_1, \dots, q_B, t)$ — потенциальная энергия; $v (q_1, \dots, q_B, t)$ — диссипативная функция; $f_a (q_1, \dots, q_B, t) = 0$, $a = (1, 2, \dots, m)$; $f_b'' (q_1, \dots, q_B, q_1, \dots, q_B, t) = 0$, $b = (1, 2, \dots, S)$ — уравнения соответственс голономных и неголономных связей.

Выражения $\sum \lambda_a \frac{\partial f_a}{\partial q_j}$ и $\sum \mu_b \frac{\partial f_b''}{\partial \dot{q}_j}$ учитывают реакции связей (голономных и неголономных).

Если движущаяся система состоит из n несвободных твердых тел, то общее число всех уравнений может достигать значения

8 п. При наличии в рассматриваемой системе голономных связей число степеней свободы механической системы

$$k = 6n - m. \quad (2.23)$$

Таким же будет и число независимых между собой обобщенных координат.

Если же в движущейся системе твердых тел помимо голономных связей имеются и неголономные, число которых равно S , то количество степеней свободы механической системы

$$k = 6n - m - S. \quad (2.24)$$

Число независимых между собой обобщенных координат при этом остается прежним.

В конечном счете уравнения движения системы несвободных твердых тел с голономными и неголономными связями могут быть записаны:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial q_i} - \frac{\partial T}{\partial q_j} \right) = Q_i + \sum_{a=1}^m \lambda_a \frac{\partial f_a}{\partial q_i} + \sum_{b=1}^S \mu_b \frac{\partial f_b''}{\partial q_i} \quad (i = 1, 2, \dots, 6n). \quad (2.25)$$

Присоединив к $6n$ уравнениям m уравнений голономных стационарных (нестационарных) связей, а также S уравнений неголономных связей, получим $6n + m + S$ уравнений с $6n + m + S$ неизвестными ($6n$ координат и $m + S$ неопределенных множителей Лагранжа λ_a и μ_b). Полученная система уравнений может быть решена, так как в ней число уравнений равно числу неизвестных.

Обычно связи неголономных систем при наличии таких конструктивных элементов, как, например, фрикционная муфта сцепления, клиновременная передача пневматического колеса, катящегося по почве, и других описываются уравнениями, которые помимо координат точек содержат также время и скорости. Элементы связей, между которыми происходит взаимодействие, приводящее к изменению их свойств, трудно или совсем не поддаются математическому описанию, из-за чего затрудняется расчетное или математическое моделирование изучаемого объекта.

Составление расчетных или математических моделей современных мобильных сельскохозяйственных машин встречает большие трудности в силу того, что все они относятся к неголономным системам, в настоящее время почти не изученным и представляющим одну из сложных задач механики, в том числе

и механики сплошных сред. Поэтому при составлении модели часто очень сложные элементы и детали заменяются более простыми устройствами, что дает упрощенные результаты. Нередко даже тщательное исследование неголономной системы в этом случае может привести к системе линейных дифференциальных уравнений, в то время как поведение механической системы должно описываться нелинейными дифференциальными уравнениями. Бывает и так, что благодаря упрощенному решению неустойчивая система превращается в устойчивую, что не соответствует действительности. Поэтому ни одна из моделей не может гарантировать получение достоверных результатов в пределах требуемой точности.

На поведение голономной или неголономной механической системы большое влияние оказывают зазоры в кинематических парах, а также различные упругие или упругопластические деформации, возникающие во время работы машины. Впервые на это обстоятельство обратил внимание К. Рерих [12]. Он показал, что неравномерность вращения маховика за счет деформации звеньев в два раза больше по сравнению с неравномерностью вращения от неуравновешенных сил инерции. Учет зазоров в кинематических парах приводит также к нелинейности дифференциальных уравнений, описывающих поведение машины.

Особенно большие трудности возникают при составлении дифференциальных уравнений движения рабочих мобильных, а нередко и стационарных сельскохозяйственных машин. Это обусловлено взаимодействием рабочих органов и движителей машины с обрабатываемым материалом и почвой, так как на свойство последних большое влияние оказывают различные примеси, влажность, степень созревания и т. д. К тому же и сама механическая технология различных сельскохозяйственных материалов относится к числу наук, которые мало или совсем неизучены. Неоднородное строение материалов затрудняет их исследование с применением современной теории механики сплошной среды.

Для всех механизмов, приведенных в табл. 3, более достоверной является расчетная модель, состоящая из массы жатки m_1 , массы ножа m , передаточного механизма и привода. В достаточной степени приближения такая модель может быть представлена в виде синусного механизма. Упругие свойства передаточного механизма могут быть учтены с помощью пружины, помещенной между кулиской и ножом. Однако составленные для этого случая дифференциальные уравнения не решаются в квадратурах, так как момент инерции масс всех звеньев передаточного

механизма и ножа, приведенный к оси вращения кривошипа привода, является величиной переменной.

Упростим условие задачи. Решим ее применительно к кривошипно-ползунному механизму, принимая во внимание только массу ножа.

Рассмотрим частный случай, когда длина кривошипа равна длине шатуна (см. рис. 20, б). Механизм совершает движение, описываемое уравнением Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = M_{\text{дв}}. \quad (2.26)$$

При этом кинетическая энергия механизма

$$T = 4mr^2\dot{\varphi}^2 \sin^2 \varphi,$$

тогда

$$(\partial T)/(\partial \dot{\varphi}) = 8mr^2\dot{\varphi} \sin^2 \varphi; \quad (\partial T)/(\partial \varphi) = 4r^2\dot{\varphi}^2 \sin 2\varphi;$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = 8mr^2 [\ddot{\varphi} \sin^2 \varphi + \dot{\varphi}^2 \sin 2\varphi].$$

Подставляя полученные значения в уравнение Лагранжа второго рода, найдем:

$$M_{\text{дв}} = 4mr^2 (2\ddot{\varphi} \sin^2 \varphi + \dot{\varphi}^2 \sin 2\varphi).$$

Решая полученное нелинейное дифференциальное уравнение относительно φ , можно найти закон вращения кривошипа, и следовательно, закон изменения частоты его вращения.

При большей по сравнению с кривошипом длине шатуна можно считать механизм близким к синусному (см. рис. 20, г). Приближенно момент движущих сил при работе электрического и теплового двигателя на регуляторной ветви механической характеристики, принимаемой за прямую, может быть представлен следующим уравнением:

$$M_{\text{дв}} = A - B\Omega = A - Bk\omega = A - Bk\varphi,$$

где A, B – постоянные величины, взятые из механической характеристики; k – передаточное число от двигателя к кривошипу режущего аппарата; ω – частота вращения кривошипа. Дифференциальное уравнение движения ножа описывается так:

$$m\ddot{x} = N - P, \quad (2.27)$$

где

$$N = M_{\text{дв}} / (2r \sin \varphi) = (A - B k \varphi) / (2r \sin \varphi);$$

$$x = r \cos \varphi; \dot{x} = -r \dot{\varphi} \sin \varphi - r \ddot{\varphi} \cos \varphi.$$

Подставляя значения N и \dot{x} в (2.27), получим:

$$2mr^2 \ddot{\varphi} \sin^2 \varphi - mr^2 \dot{\varphi}^2 \sin 2\varphi + A - B k \dot{\varphi} - 2r P \sin \varphi = 0. \quad (2.28)$$

Решение представленного нелинейного дифференциального уравнения может быть получено на ЭВМ только в численной форме, а значит, получить какие-либо обобщающие результаты, выражающие закономерность движения ножей в аналитической форме, не представляется возможным. Как видно, решить поставленную задачу даже для простого случая весьма сложно. Поэтому при составлении дифференциального уравнения движения механизма целесообразно пользоваться приближенным методом, дающим достаточно близкую к действительным условиям степень приближения.

Как уже отмечалось, подавляющее большинство механизмов привода ножа режущего аппарата жатки обладает одной степенью свободы. Отсюда при разработке приближенного метода составления дифференциальных уравнений движения для механизмов, кинематические характеристики которых представлены в табл. 3, воспользуемся дифференциальным уравнением (2.18).

Пусть угловая скорость ведущего звена (кривошипа) изменится на малую величину $\Delta \omega$. Тогда дифференциальное уравнение (2.18) может быть записано так:

$$\frac{d}{d\varphi} \frac{\frac{I_{\text{пп}} (\omega + \Delta \omega)^2}{2}}{2} = M + \Delta M. \quad (2.29)$$

Вычитая из выражения (2.29) уравнение (2.18), получим:

$$\frac{d}{d\varphi} \left[\frac{\frac{I_{\text{пп}} (\omega + \Delta \omega)^2}{2} - \frac{I_{\text{пп}} \omega^2}{2}}{2} \right] = \Delta M. \quad (2.30)$$

После преобразований выражение (2.30) принимает вид

$$\frac{d}{d\varphi} (I_{\text{пп}} \omega \Delta \omega) = \Delta M. \quad (2.31)$$

При построении диаграмм величин, входящих под знак производной, примем за начальную точку ту, которая соответствует средней частоте вращения кривошипа, т. е. $\omega = \omega_{\text{ср}}$. Будем счи-

тать, что эта величина задана и ее можно вынести за знак производной. Тогда уравнение (2.31) примет следующий вид:

$$\omega \frac{d}{d\varphi} I_{\text{пр}} \Delta \omega = \Delta M, \quad (2.32)$$

или иначе

$$I_{\text{пр}} \Delta \omega = \frac{1}{\omega} \int \Delta M d\varphi.$$

Из последнего равенства находим

$$\Delta \omega = (\int \Delta M d\varphi) / (I_{\text{пр}} \omega). \quad (2.33)$$

Пользуясь равенством (2.33), зная изменение момента движущих сил и сил сопротивления $M = M(\varphi)$, а следовательно, и $\Delta M = \Delta M(\varphi)$, можно для каждого положения кривошипа определить $\Delta \omega = \Delta \omega(\varphi)$. Полученные результаты позволяют построить диаграмму изменения $\omega = \omega(\varphi)$. После этого могут быть произведены все динамические расчеты механизма привода, включая изменение масс звеньев механизма и их перераспределение.

2.4. ВОЗМОЖНОСТИ УЛУЧШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ РАЗЛИЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРИВОДА НОЖА

Если некоторое твердое тело вращается вокруг неподвижной оси OZ (рис. 20, а) с частотой ω , то для того чтобы на ось вращения, а от нее на раму или фундамент не передавалось динамическое воздействие, должны быть выполнены условия:

$$x_c = 0; \quad y_c = 0; \quad I_{zx} = 0; \quad I_{zy} = 0. \quad (2.34)$$

Отсюда следует, что ось OZ должна быть главной центральной или так называемой свободной осью.

Применительно к изменяемой системе, например такой, как механизм привода ножа, необходимо добиться, чтобы главные вектор и момент сил инерции звеньев были равны нулю.

Если уравновешивание сил инерции относится к геометрии масс (их величины и распределения), то обеспечение требуемого кинематического режима является областью динамики привода (категория обратных задач, решаемых с помощью соответствующих дифференциальных уравнений движения). О том, как приближенно решить вопрос об уравновешивании сил инерции ножа, речь будет идти ниже.

Перейдем к изучению вопроса, касающегося непосредственно динамики самого привода.

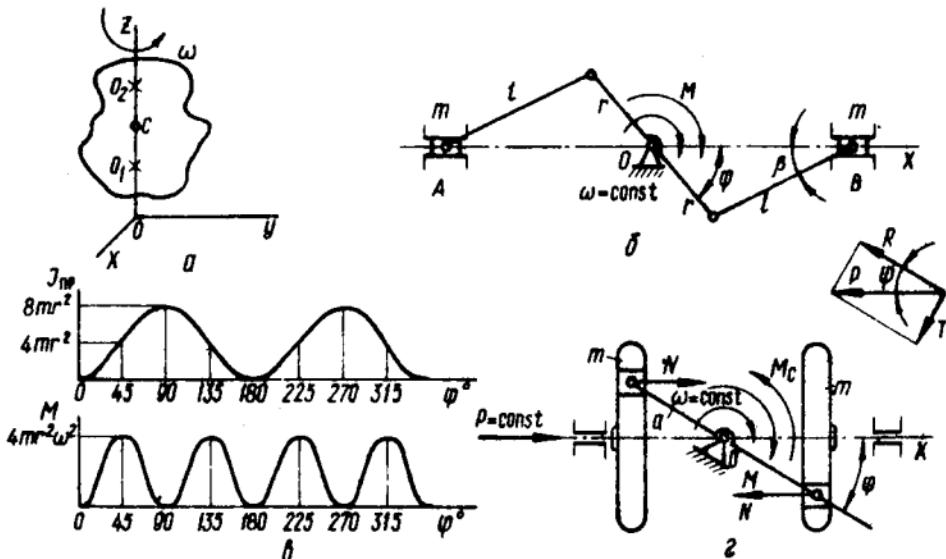


Рис. 20. Динамические показатели различных механизмов привода ножа

При вращении твердого тела вокруг неподвижной оси к равенству (2.34) добавляется дифференциальное уравнение вращательного движения

$$I_z \frac{d^2\varphi}{dt^2} = M_z. \quad (2.35)$$

Если постоянный момент инерции тела I_z заменяется приведенным к ведущему звену механизма моментом инерции $I_{\text{пр}}$, то дифференциальное уравнение движения имеет следующий вид:

$$d \left(\frac{I_{\text{пр}} \omega^2}{2} \right) = M d\varphi. \quad (2.36)$$

Уравнение (2.36) в квадратурах не решается. Обычно для этого используется один из приближенных методов или численные решения, полученные с помощью ЭВМ.

При уравновешивании сил инерции механизма принято считать, что ведущее звено вращается равномерно. Такое предположение основывается на том, что если силы инерции ротора или механизма уравновешены при равномерном вращении ротора или ведущего звена механизма, то они остаются также уравновешенными и при неравномерном вращении.

Однако при исследовании движения рабочего органа и оценке показателей его работы, например ножа режущего аппарата, далеко не безразлично, как будет вращаться ведущее звено. Характер такого движения связан и с моментом движущих сил, прило-

женных к ведущему звену, и с выполнением технологического процесса, и с динамическими показателями механизма привода. Остановимся на исследовании этого весьма важного вопроса на примере кривошипно-ползунного, самоуравновешивающегося механизма.

Двухножевой режущий аппарат при длине шатуна, равной длине кривошипа ($r = l$). Принимая во внимание только массу m каждого из ножей—ползунов (см. рис. 20, б), приходим к выводу, что механизм полностью уравновешен при любом вращении ведущего звена. Но характер движения каждого из ползунов (их кинематические диаграммы) зависит от изменения частоты вращения ω и момента движущих сил M . Пренебрегая сопротивлениями, найдем, например, момент движущих сил при равномерном вращении ведущего звена, когда $\omega = \text{const}$.

В этом случае уравнение движения ножа B имеет вид: $x = 2r \cos \varphi$. Следовательно величина скорости этого ножа равна: $x = V_g = 2\omega r \sin \varphi$.

Кинетическая энергия механизма определяется выражением

$$T = 0,5 (2mV^2) = 4mr^2 \omega^2 \sin^2 \varphi = 0,5 (I_{\text{пп}} \omega^2), \quad (2.37)$$

где $I_{\text{пп}} = 8mr^2 \sin^2 \varphi$.

По теореме об изменении кинетической энергии в дифференциальной форме имеем: $dT = Md\varphi$. Иначе можно записать:

$$(dT / (d\varphi)) = \text{Мили } 0,5 \omega^2 [(dI_{\text{пп}}) / (d\varphi)] = M$$

Учитывая равенство (2.37), из последнего уравнения находим, что момент движущих сил в этом случае должен изменяться по следующему закону:

$$M = 4m\omega^2 r^2 \sin 2\varphi. \quad (2.38)$$

Построенные на рис. 20, в графики характеризуют динамические показатели механизма привода, т. е. изменение приведенного момента инерции механизма и момента движущих сил в зависимости от положения кривошипа за один его оборот.

Как видно из графиков, для равномерного вращения кривошипа необходимо, чтобы за каждый поворот его на угол $0,25\pi$ момент движущих сил изменялся бы от нуля до максимального значения, равного $4m\omega^2 r^2$, и от максимального до нуля.

Однако подобрать двигатель с механической характеристикой, обеспечивающей изменение момента движущих сил по найденному закону, не всегда представляется возможным. Отсюда и закон движения рабочего органа (в данном случае ножа режущего аппарата) зависит от движущего момента и в конечном сче-

те от механической характеристики двигателя (электрического, теплового, гидравлического, пневматического и др.).

Двухножевой режущий аппарат при длине шатуна, значительно превышающей длину кривошипа. Нож совершает движение по закону синуса или косинуса. Следовательно, кривошипно-ползунные механизмы могут быть заменены синусными (рис. 20, г). Момент движущих сил представляет собой пару сил с моментом $M = 2Nr \sin \varphi$. Для определения каждой из сил нормального давления N составим дифференциальное уравнение движения ножа:

$$m\ddot{x} = N, \text{ где } x = r(1 - \cos \varphi).$$

Из этого равенства находим, что $\ddot{x} = \omega^2 r \cos \varphi$. Отсюда следует, что $N = m\ddot{x} = m\omega^2 r \cos \varphi$ и момент движущих сил

$$M = m\omega^2 r^2 \sin 2\varphi. \quad (2.39)$$

Сравнивая равенства (2.38) и (2.39), определяем, что при значительно большей длине шатуна по сравнению с длиной кривошипа момент движущих сил уменьшается (в 4 раза). Из рассмотренных случаев становится очевидно, что момент движущих сил изменяется в пределах:

$$m\omega^2 r^2 \sin 2\varphi \leq M \leq 4m\omega^2 r^2 \sin 2\varphi, \quad (2.40)$$

т. е. с увеличением длины шатуна по сравнению с длиной кривошипа момент движущих сил уменьшается.

Двухножевой режущий аппарат при длине шатуна, большей длины кривошипа. Уравнение движения ножа B имеет вид

$$x = r \cos \varphi + l \cos \beta,$$

тогда скорость ножа

$$x = V_B = -\omega r \left(1 + \sqrt{\left(1 - \sin^2 \varphi \right) / \left(l^2/r^2 - \sin^2 \varphi \right)} \right) \sin \varphi.$$

Кинетическая энергия механизма определяется выражением

$$T = 2 \frac{mV_B^2}{2} = \frac{1}{2} \omega^2 2mr^2 \left(1 + \sqrt{\frac{1 - \sin^2 \varphi}{(l^2/r^2) - \sin^2 \varphi}} \right)^2 \times \\ \times \sin^2 \varphi = 0,5 (I_{\text{пп}} \omega^2),$$

$$\text{где } I_{\text{пр}} = 2mr^2 \left(1 + \sqrt{\frac{1 - \sin^2 \varphi}{(l^2/r^2) - \sin^2 \varphi}} \right)^2 \sin 2\varphi.$$

Момент движущих сил изменяется по закону:

$$M = 0,5 \omega^2 [(dI_{\text{пр}})/(d\varphi)] = \\ = m\omega^2 r^2 \left(1 + \sqrt{\frac{1 - \sin^2 \varphi}{(l^2/r^2) - \sin^2 \varphi}} \right)^2 \sin 2\varphi$$

или же в первом приближении можно записать:

$$M = [1 + (r/l)]^2 m\omega^2 r^2 \sin 2\varphi. \quad (2.41)$$

Исходя из анализа равенств (2.39) и (2.41) видно, что получена общая формула момента движущих сил для любого соотношения длин кривошипа и шатуна.

Таким способом могут быть определены моменты движущих сил для преодоления сил инерции любых механизмов при условии равномерного вращения ведущего звена. Зная все силы сопротивления, приложенные к механизму, включая силы резания растений и силы трения, можно получать уточненные значения моментов движущих сил, приложенных к ведущему звену, и, следовательно, иметь идеальную механическую характеристику двигателя. Затем можно подобрать такой двигатель, механическая характеристика которого давала бы наибольшее приближение к характеристике, полученной теоретически.

2.5. МЕТОДЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ДЕТАЛЕЙ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ МАШИН

Динамическое исследование различных механизмов привода ножа режущих аппаратов (уравновешивание сил инерции) часто связано с необходимостью определения моментов инерции отдельных звеньев, составляющих механизм. Вычислить моменты инерции однородных и неоднородных тел неправильной геомет-

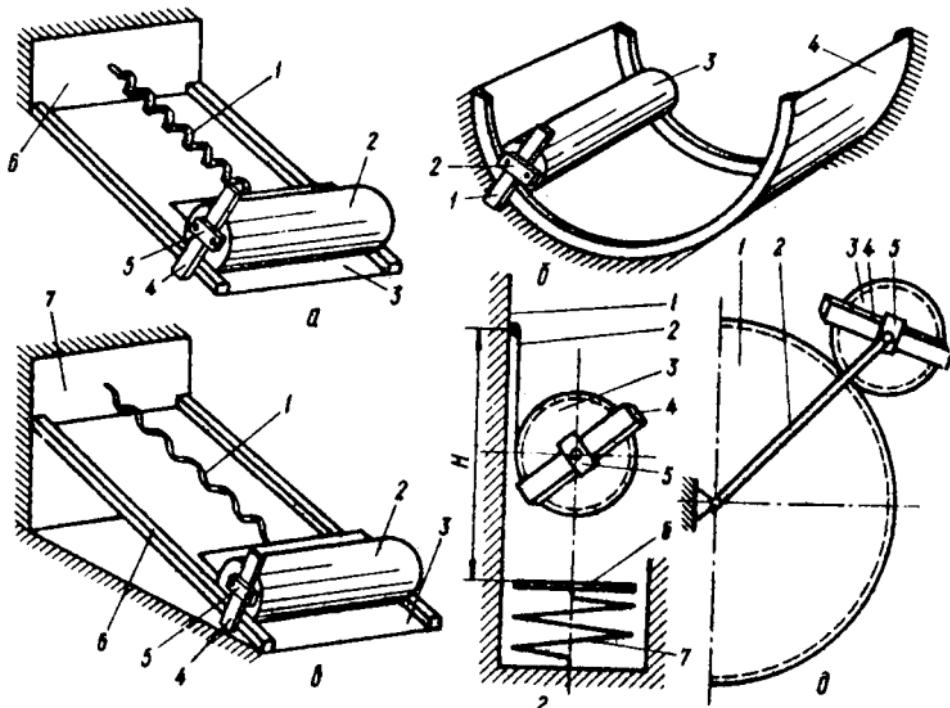


Рис. 21. Способы определения момента инерции тела:
а – колебательный; б – энергетический; в – остановкой; г – методом падающего шкива

рической формы в некоторых случаях довольно сложно. Поэтому они определяются опытным путем. Однако существующие способы такого определения в основном несовершенны, требуют применения довольно сложных устройств и дают недостаточно точные результаты.

Для повышения точности и упрощения методики вычисления предлагаются следующие способы.

На рис. 21, а изображено устройство, поясняющее суть первого способа. Тело 4 (момент инерции которого необходимо определить) с помощью хомута 5 закрепляют на цилиндрическом катке 2, который шарнирно соединен с пружиной 1, образуя с ней упругую колебательную систему. Другой конец пружины закреплен в основании 6. Вместе с телом каток катится без скольжения по горизонтальной плоскости 3.

Колебательной системе (катку) сообщают плоскопараллельное движение, т. е. предварительно подпружиненный каток с закрепленным на нем телом отклоняют от положения равновесия на некоторое расстояние x и отпускают его. Под действием пружины каток совершает колебательное движение относительно положения равновесия. В процессе колебаний тело совместно

с катком совершает сложное движение, описываемое дифференциальным уравнением Лагранжа второго рода:

$$\Sigma \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial K}{\partial x} = - \frac{\partial \Pi}{\partial x},$$

где кинетическая энергия рассматриваемой системы

$$K = [(Q/g) + (I_c/r^2)] (\dot{x}^2/2),$$

а потенциальная

$$\Pi = 0.5(cx^2).$$

Здесь \dot{x} — скорость перемещения катка; Q — вес катка с телом; I_c — момент инерции цилиндра с телом; r — радиус катка; c — коэффициент упругости пружины.

Подставляя значения K и Π в уравнение и решая его относительно I_c , находим:

$$I_c = r^2 \left(\frac{cT^2}{2\pi^2} - \frac{Q}{g} \right). \quad (2.42)$$

Откуда момент инерции (I) тела

$$I = r^2 \left(\frac{cT^2}{2\pi^2} - \frac{Q}{g} \right) - I_k,$$

где I_k — момент инерции катка; T — период колебаний.

В процессе колебательного движения катка с телом измеряют время τ некоторого числа n колебаний и определяют период колебаний T по формуле

$$T = \tau / n. \quad (2.43)$$

Если тело круглое, то оно непосредственно крепится к пружине (надобность в катке отпадает) и момент инерции его определяется непосредственно по формуле (2.42).

Если горизонтальную плоскость (второй способ) заменить вогнутой цилиндрической опорной поверхностью радиусом R (рис. 21, б), то отпадает необходимость в пружине.

Сложное движение, совершающееся телом совместно с катком, также описывается дифференциальным уравнением Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial K}{\partial \varphi} = - \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}.$$

Но в данном случае кинетическая энергия

$$K = [(Q/g) + (I_c/r^2)] 0,5 (R^2 \dot{\varphi}^2),$$

а потенциальная

$$\Pi = -Q(R-r)(1-\cos\varphi).$$

Подставляя значения К и П в уравнение и считая, что $\sin\varphi \cong \varphi$, находим:

$$I_c = Qr^2 \left[\frac{T^2(R-r)}{4\pi^2 R^2} - \frac{1}{g} \right]. \quad (2.44)$$

Тогда момент инерции тела определяется по следующему выражению:

$$I = Qr^2 \left[\frac{T^2(R-r)}{4\pi^2 R^2} - \frac{1}{g} \right] - I_k. \quad (2.45)$$

Если первый способ не содержит каких-либо допущений и оговорок и является принципиально точным, то во втором используется приближенная формула, полученная при допущении $\sin\varphi \cong \varphi$. Однако и в этом случае точность выше, чем при определении моментов инерции тел с помощью метода физического маятника, так как в нем трение скольжения в оси вращения заменено трением качения цилиндра по плоскости. Простота конструкции и методики определения моментов инерции позволяет рекомендовать этот способ к практическому применению.

Третий способ заключается в скатывании тела по наклонной плоскости и фиксировании времени скатывания (t) при целом числе оборотов. Недостатком этого способа является его низкая точность из-за трудностей определения целого числа оборотов и проскальзывания тела относительно плоскости.

Для получения более точных результатов измерения пользуются устройством, показанным на рис. 21, в. Оно состоит из наклонной плоскости 3, размещенного на ней катка 2, упругого элемента 1, один конец которого через шарнир связан с осью катка, а второй — жестко с плоскостью 7. На торце катка установлен механизм креплений 5 тела 4, а на плоскости предусмотрена шкала 6.

Телу сообщают плавное, плоскопараллельное движение, т. е скатывают каток по наклонной плоскости без начальной скорости из положения, когда упругий элемент не деформирован. Пройдя без скольжения расстояние S за время t , каток остановится под действием увеличивающейся силы упругости элемента. Расстояние S определяют по шкале, а время t по секундомеру.

В процессе движения тело совместно с катком совершает движение, описываемое дифференциальным уравнением:

$$\ddot{x} + \frac{cgR^2}{I_c g + QR^2} x = -\frac{Qgr^2}{I_c g + QR^2} \sin a.$$

Решая это уравнение относительно I_c и учитывая, что момент инерции катка I_k известен, найдем момент инерции тела:

$$I = \frac{R^2 \left\{ ct^2 - (Q/g) \left[\arccos \left(1 - \frac{cS}{Q \sin a} \right) \right] \right\}^2}{\left[\arccos^2 \left(1 - \frac{cS}{Q \sin a} \right) \right]^2} - I_k, \quad (2.46)$$

где R – радиус катка; c – коэффициент упругости элемента; Q – вес катка с телом; g – ускорение свободного падения; a – угол наклона плоскости.

За счет использования катка и упругого элемента исключается проскальзывание катка и необходимость определения числа полных оборотов и тем самым повышается точность определения момента инерции тела.

В четвертом способе определения моментов инерции установленное на вращающуюся опору тело перемещается под действием опускаемого груза, в результате чего оно поворачивается вокруг своей оси. По времени опускания груза на заданную величину судят о моменте инерции тела [3]. Но в связи с влиянием сил трения, возникающих при перемещении тела, результаты измерений недостаточно точны.

Более точные измерения проводят с помощью устройства, показанного на рис. 21, г. Оно состоит из основания 1, в верхней точке которого закреплена одним концом проволока 2; шкива 3, связанного с другим концом проволоки; подпружиненным амортизатором 7 относительно основания платформы 6. На торце шкива установлен механизм крепления 5 тела 4.

В этом случае тело закрепляют на торце шкива с помощью механизма крепления. На обод шкива наматывают тонкую проволоку. Затем шкив устанавливают на заданной высоте на основании и опускают его без начальной скорости. Шкив с телом под действием собственной массы падает, катясь без скольжения по вертикальной стенке. В процессе движения замеряют время падения шкива на платформу.

При падении шкив с телом совершает плоскопараллельное движение. Дифференциальные уравнения такого движения имеют вид

$$(Q/g) \ddot{y}_c = Q - P, \quad (2.47)$$

$$I_c \ddot{\phi} = Pr, \quad (2.48)$$

где Q — вес шкива с телом; g — ускорение свободного падения; \dot{y}_c — ускорение центра тяжести шкива с телом; P — реакция проволоки; r — радиус шкива.

Из условия качения шкива без скольжения $y_c = r\varphi$ или $\dot{y}_c = r\dot{\varphi}$.

Подставляя значение $\dot{\varphi} = \dot{y}_c/r$ в последнее уравнение и решая его совместно с первым, находим:

$$P = Q \left(1 - \frac{Q}{Q + [(I_c g)/r^2]} \right). \quad (2.49)$$

Интегрируя уравнение (2.47) с подставленными в него значениями (2.49) при начальных значениях $t = 0$; $y_c = 0$; $\dot{y}_c = 0$, получим:

$$y_c = \frac{Qgt^2}{2[Q + (I_c g/r^2)]}. \quad (2.50)$$

Принимая в равенстве (2.50) $y_c = H - r$, а $t = T$ (времени падения шкива с телом на платформу), определим время падения шкива с телом:

$$T = \sqrt{\frac{2(H - r)(Q + \frac{I_c g}{r^2})}{Qg}}. \quad (2.51)$$

где H — высота падения.

Из уравнения (2.51) определяется центральный момент инерции шкива с телом:

$$I_c = Or^2 \left[\frac{T^2}{2(H - r)} - \frac{1}{g} \right].$$

При известных времени и высоте падения, а также параметрах шкива момент инерции тела рассчитывается по формуле

$$I = Or^2 \left[\frac{T^2}{2(H - r)} - \frac{1}{g} \right] - I_1.$$

Здесь I_1 — момент инерции шкива.

Данный способ позволяет за счет отсутствия сил трения при перемещении тела с высокой точностью определить момент его инерции.

Определяют моменты инерции твердых тел еще методом физического маятника. Суть его в том, что тело закрепляют на конце маятника, сообщают ему колебания, фиксируют их период, по которому и судят о моменте инерции тела [2]. Недостаток данного способа — низкая точность измерений, так как в точке подвеса возникает большой момент сил трения, оказывающий значительное влияние на величину момента инерции тела. Для устранения этого недостатка применяют устройство (рис. 21, δ), состоящее из половины неподвижного солнечного колеса 1, находящегося с помощью водила 2 в постоянном зацеплении с сателлитом 3. Тело 4 с помощью механизма крепления 5 устанавливается на торце сателлита. Затем сателлит вместе с телом помещают на заданной высоте цилиндрической поверхности солнечного колеса и отпускают его без начальной скорости. Сателлит с телом под действием силы тяжести перекатывается без скольжения по цилиндрической поверхности колеса. В процессе движения замеряют время заданного числа колебаний и определяют период колебаний T по формуле (2.43). При перекатывании тело совершает сложное движение, описываемое, как и в других случаях, дифференциальным уравнением Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial K}{\partial \dot{\phi}} - [(\partial K) / (\partial \varphi)] = - [(\partial \Pi) / (\partial \varphi)]. \quad (2.52)$$

При этом кинетическая энергия

$$K = [(Q/g) + (I_c/r^2)] 0,5 (R^2 \dot{\varphi}^2),$$

а потенциальная

$$\Pi = Q(R + r)(1 - \cos \psi).$$

Подставляя значения K и Π в уравнение и решая его относительно I_c , находим:

$$I_c = Qr^2 \left[\frac{T^2(R+r)}{4\pi^2 R^2} - \frac{1}{g} \right],$$

откуда момент инерции тела определяется выражением:

$$I = Qr^2 \left[\frac{T^2(R+r)}{4\pi^2 R^2} - \frac{1}{g} \right] - I_1.$$

Здесь Q – вес сателлита с телом; r – радиус сателлита; R – радиус солнечного колеса; g – ускорение свободного падения; I_1 – момент инерции сателлита.

Данные расчеты проведены без учета массы водила, представляющего собой тонкий однородный стержень. Получаемая при этом погрешность не превышает 0,3–0,4 %. При необходимости эта масса может быть легко учтена. Пусть масса детали m , сателлита – m_1 , водила – m_2 . Центральный момент инерции сателлита I_1 , а водила относительно оси, проходящей через центр вращения, $I_2 = (m_2 \ell^2)/3$.

Тогда кинетическая энергия системы

$$K = \frac{1}{2} \dot{\varphi}^2 \left[I_2 + (m + m_1) R^2 + (I + I_1) - \frac{R^2}{r^2} \right],$$

а потенциальная

$$\Pi = (1 - \cos \varphi) [(R + r)(m + m_1) + m_2 0,5\ell] g.$$

Подставляя найденные значения в уравнение (2.52), получим:

$$I = \frac{T^2 r^2 [(R + r)(m + m_1) + m_2 0,5\ell] g}{4\pi^2 R^2} - (m + m_1) r^2 - I_2 - I_1,$$

после дальнейшего преобразования будем иметь формулу

$$I = Qr^2 \left[\frac{T^2 (R + r)}{4\pi^2 R^2} - \frac{1}{g} \right] + \left(\frac{T^2 Q^2 \ell}{8\pi^2} - I_2 \right) \frac{r^2}{R^2} - I_1.$$

Второй член данной формулы учитывает влияние массы водила.

Таким образом, этот способ позволяет с достаточной точностью определить момент инерции тела за счет устранения скольжения между сателлитом, на котором закреплено тело, и солнечным колесом, а также за счет устранения моментов сил трения.

2.6. УВЕЛИЧЕНИЕ СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ НОЖА РЕЖУЩЕГО АППАРАТА

При колебательном движении ножа можно добиться увеличения скорости резания за счет увеличения числа ходов ножа в минуту. Однако основное препятствие – силы инерции, возрастающие пропорционально квадрату частоты вращения ведущего звена. Для упрощения расчета с достаточной точностью можно принять

мать во внимание только силу инерции одного ножа. Наиболее простыми и рациональными методами уменьшения сил инерции (их уравновешивание) являются следующие: выбор наиболее оптимальной кинематической схемы механизма привода (изменение размеров его звеньев) [15]; использование спаренных взаимоуравновешенных схем механизмов, в которых движение ножей происходит в противоположных направлениях; уравновешивание с помощью противовесов; уменьшение сил инерции путем перераспределения масс.

При уравновешивании сил инерции давления в кинематических парах могут оказаться чрезмерно высокими, что приведет к быстрому износу ножа. В связи с этим возникает необходимость видоизменить схему.

Рассмотрим, как может быть проведено уравновешивание сил инерции ножа режущего аппарата, имеющего в качестве привода механизм качающейся вилки [9].

Проведем уравновешивание с помощью одного противовеса, расположенного на поводке. Сила инерции ножа

$$\Phi = mW, \quad (2.53)$$

где m — масса ножа. Ускорение ножа W определяется по формуле

$$W = -\frac{\lambda l_2 \omega^2 [1 + \lambda^2 (1 + 2 \sin^2 \varphi)] \cos \varphi}{(1 + \lambda^2 \cos^2 \varphi)^{5/2}}. \quad (2.54)$$

Здесь l_2 — постоянная величина для ускорения всех точек ножа. Тогда выражение (2.54) можно записать следующим образом:

$$W = W^* l_2. \quad (2.55)$$

С учетом (2.55) формула (2.53) примет вид

$$\Phi = mW^* l_2. \quad (2.56)$$

Для частичного уравновешивания сил инерции ножа противовес можно расположить на продолжении поводка (противоположная оси вращения вилки сторона). Касательная сила инерции противовеса выражается зависимостью

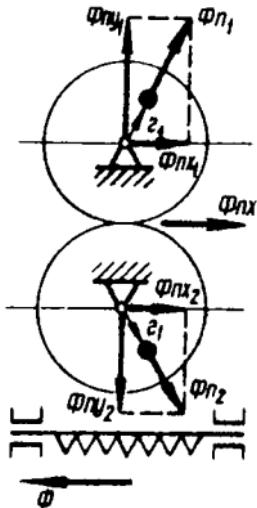
$$\Phi_{\pi} = m_{\pi} W^* h, \quad (2.57)$$

где m_{π} — масса противовеса; h — расстояние от оси качения крестовины до противовеса.

Силы инерции ножа будут частично уравновешены, если $\Phi = \Phi_{\pi}$. Отсюда

$$m_{\pi} = m (l_2/h). \quad (2.58)$$

Рис. 22. Схема уравновешивания сил инерции ножа



При такой массе противовеса главный вектор сил инерции ножа полностью уравновешен. Неуравновешенным остается главный момент сил инерции, величина которого определяется выражением

$$M = \Phi l_2 + \Phi_{\pi} h \quad (2.59)$$

или с учетом (2.55) – (2.57)

$$M = mW^*(l_p^2 + l_2 h). \quad (2.60)$$

Для того чтобы уменьшить влияние главного момента сил инерции, необходимо, учитывая (2.60), противовес расположить как можно ближе к оси вращения вилки. За счет вращательного движения противовеса в поводке h дополнительно возникает центробежная сила инерции

$$\Phi_{\pi} = m_{\pi} h \omega^2, \quad (2.61)$$

где ω_2 – частота вращения поводка.

Главный момент сил инерции и центробежная сила инерции в данном случае будут восприниматься механизмом привода. Но это увеличивает давления в кинематических парах, а следовательно, появляется необходимость видоизменения схемы уравновешивания.

При уравновешивании сил инерции ножа с помощью двух зубчатых колес с противовесами (рис. 22) одно колесо закрепляют на валу кривошипа, а второе, сопряженное с ним, на дополнительной оси. Противовесы, устанавливаемые на зубчатых колесах, имеют одинаковую массу и находятся на одинаковом расстоянии от осей вращения колес. Последние врачаются с такой же частотой, как и кривошип привода. Сила инерции каждого противовеса

$$\Phi_{\pi_1} = \Phi_{\pi_2} = m_{\pi} \omega^2 r_1. \quad (2.62)$$

В проекциях на координатные оси силы инерции равны:

$$\Phi_{nx_1} = \Phi_{nx_2} = m_{\pi} \omega^2 r_1 \cos \varphi \quad (2.63)$$

$$\Phi_{ny_1} = \Phi_{ny_2} = m_{\pi} \omega^2 r_1 \sin \varphi.$$

Вертикальные составляющие сил инерции противовесов взаимно уравновешены, так как они направлены в противоположные стороны, равны по величине и линии их действия лежат на одной прямой.

Горизонтальные составляющие суммируются, так как направлены в одну сторону. Их равнодействующая

$$\Phi_{px} = 2m_{\pi}\omega^2 r_1 \cos\varphi \quad (2.64)$$

и направлена в противоположную сторону линии действия сил инерции ножа. Они взаимно уравновешены (см. рис. 22), если $\Phi = \Phi_{px}$, или с учетом выражений (2.56) и (2.64)

$$mW^*\ell^2 = 2m_{\pi}\omega^2 r_1 \cos\varphi.$$

Подставляя значение W^* после преобразований, получим:

$$m_{\pi}r_1 = \frac{\lambda m\ell_2 [1 + \lambda^2 (1 + 2\sin^2\varphi)]}{2(1 + \lambda^2 \cos^2\varphi)^{5/2}}. \quad (2.65)$$

Отсюда, задавшись массой противовеса m_{π} , можно определить величину r_1 , или наоборот. Из выражения (2.65) следует, что величина $m_{\pi}r_1$ меняет свое значение за один оборот кривошипа, т. е. противовесами на зубчатых колесах нельзя полностью уравновесить силу инерции ножа. Максимальная неуравновешенность сил инерции ножа за один оборот кривошипа составляет 18 %.

Остается также неуравновешенным момент от горизонтальных составляющих сил инерции ножа, который определяется выражением:

$$M = \Phi\ell_2 + \Phi_{px}\ell_3,$$

где ℓ_3 — расстояние от плоскости расположения зубчатых колес до оси вращения крестовины. Момент сил инерции ножа воспринимается механизмом привода и вызывает увеличение давлений в его кинематических парах.

Как видим, ни один из способов не позволяет полностью уравновесить силы инерции и тем самым существенно увеличить скорость движения ножа. Частичное уравновешивание хотя и позволяет несколько увеличить число двойных ходов ножа, но вызывает увеличение давлений в кинематических парах, усложняет и удорожает конструкцию его привода. Решение этой проблемы следует искать в принципиально новой конструкции привода.

Глава 3. ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЖАТОК И УЛУЧШЕНИЕ КАЧЕСТВА ИХ РАБОТЫ

Изложенные выше теории и экспериментальные данные позволяют приступить к созданию жаток, обладающих наилучшими технико-экономическими показателями: высокой производительностью, повышенной надежностью и долговечностью с одновременным снижением их материалоемкости. Все это облегчает

решение одной из важнейших задач, поставленных Продовольственной программой СССР, — повышение интенсификации уборочных работ.

Рассмотренные ранее вопросы, относящиеся к технологии среза тонко- и толстостебельных растений, структурному анализу механизмов привода ножа, уравновешиванию сил инерции ножа, анализу движущих сил механизма привода ножа, и другие являются основой для создания такой конструкции жатки, которая была бы свободной от недостатков, имеющихся в существующих машинах. Предлагаемые ниже технические решения в основном защищены авторскими свидетельствами.

3.1. УРАВНОВЕШЕННЫЙ РЕЖУЩИЙ АППАРАТ ДЛЯ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЖАТОК

Проведенные нами исследования показывают, что режущие аппараты современных жаток обладают недостатками, важнейшие из которых: громоздкость (большое количество звеньев механизмов привода и трансмиссии); большая материалоемкость, много подвижных элементов и кинематических пар (они конструктивно сложны, а это уменьшает надежность и долговечность); возникновение вибрации и больших знакопеременных инерциальных усилий из-за плохой уравновешенности, а следовательно, возрастание давления в кинематических парах (что не позволяет применять уборочные машины на высоких рабочих скоростях); невозможность использования больших скоростей движения ножа вызывает необходимость ставить противорежущие пластины или другой подвижный нож (повышается забиваемость режущих пар, увеличиваются энергозатраты, усложняется конструкция); большие боковые (прижимающие) нагрузки на рабочее звено в режущих аппаратах с кривошипно-ползунными механизмами (увеличиваются потери на трение в направляющих ножа, что приводит к интенсивному износу спинки ножа и ее направляющих).

Известны технические решения [19], которыми частично устраняются вышеперечисленные недостатки. Однако они не обеспечивают эффективного использования рассматриваемых режущих аппаратов при работе на больших скоростях.

Повысить рабочую скорость ножа можно за счет полной уравновешенности режущего аппарата, предельной компактности и простоты его конструкции и повышения эксплуатационной надежности и долговечности; снижения энергоемкости процесса резания стеблей; возможности применения аппарата для уборки сильно полеглых растений.

Для этого рекомендуем привод режущего аппарата (рис. 23), выполненный в виде трех эксцентричных шайб 6 и 4, расположенных на одном валу 5. Крайние шайбы 6 заключают в рамку 7, связанную с ножом 8, а среднюю (4), расположенную оппозитно двум другим, через рамку 3, кинематически связанную с ножом 2. Ножи движутся в двух противоположных направлениях. Скорость ножей может быть любой, так как режущий аппарат полностью уравновешен.

При срезе растений на больших скоростях надобность в противорежущих элементах отпадает, поэтому подпор осуществляется гребенками 1 (состоит из пальцев 11 и планки 9), установленными несколько впереди ножа. В зависимости от влажности и полеглости растений, а также скорости ножа гребенки могут быть установлены в любом положении (выше или ниже) по высоте растений и под разным углом. Вместо сегментов в этом случае используются тонкие (см. гл. 1) режущие пластины 10, выполненные в виде сектора с пилообразными мелкими зубцами.

Режущий аппарат работает следующим образом. При вращении вала шайбы сообщают рамкам с прикрепленными к ним ножами возвратно-поступательное движение в противоположном направлении. Следовательно режущий аппарат полностью уравновешен. Это позволяет ножам и агрегату в целом работать на большой скорости. При движении машины гребенка внедряется в растительную массу и пальцами разделяет ее на отдельные части. Разделенную массу срезают режущие пластины с пилообразной насечкой. Гребенку поднимают или опускают по высоте растений или изменяют угол ее наклона в зависимости от влажности и полеглости растений.

Экспериментальные исследования подтверждают перспективность создания серии высокоскоростных жаток на основе рассмотренного выше режущего аппарата.

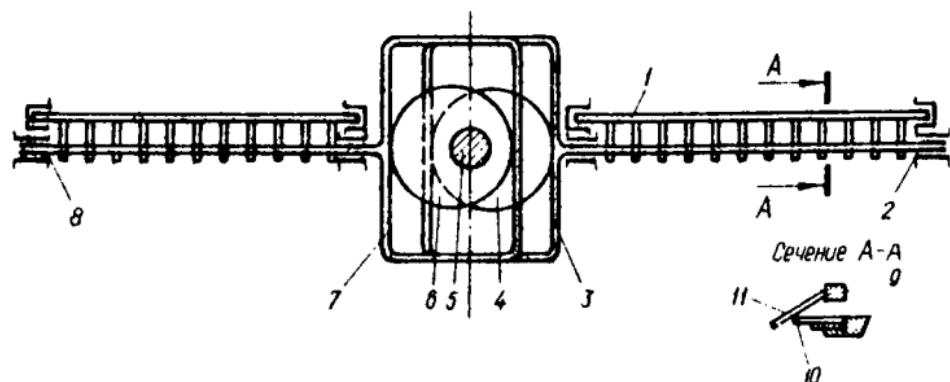


Рис. 23. Уравновешенный режущий аппарат

3.2. СТЕБЛЕПОДЪЕМНИК К ЖАТВЕННЫМ МАШИНАМ

Существующие стеблеподъемники не обеспечивают одновременного подъема полеглых стеблей, их подпора с последующей падающей срезанных стеблей на платформу жатки.

Для улучшения качества работы уборочных машин автором предложен стеблеподъемник [16], который может быть использован в жатках и косилках с сегментно-пальцевым режущим аппаратом при уборке как полеглых, так и прямостойких сельскохозяйственных культур (преимущественно тонкостебельных). Он в состоянии одновременно выполнять функции стеблеподъемного приспособления и механического (планчатого) мотовила.

В предлагаемом варианте (рис. 24) стеблеотводы имеют дополнительные каналы с соплами, расположенные под острым углом к поверхности платформы, за соплами основных каналов по ходу движения машины. Сопла основных и дополнительных каналов в стеблеотводах чередуются. Воздуховод 1 сообщается с коллектором 2, расположенным на раме 3 платформы жатки и жестко закрепленным под пальцевым бруском режущего аппарата 4. На пальцах режущего аппарата установлены съемные клиновидные стеблеотводы 5. Они снабжены щелевидными обдувочными соплами 6, которые сообщаются с выходными отверстиями воздушных каналов стеблеотводов и уплотнены для герметичности соединения резиновыми прокладками. Обдувочные сопла на носках стеблеотводов расположены в два ряда в шахматном порядке (с чередованием выходных отверстий). Причем передний ряд сопел имеет вертикальную ориентацию осей выходных отверстий, а задний — под некоторым острым углом к горизонту направлен в сторону, противоположную движению жатки. Выходное отверстие сопла — щелевидное, форма факела его воздушного потока — плоский веер, угол раствора факела рассчитывается и зависит в основном от расстояния между стеблеотводами, величины давления воздуха, густоты стеблестоя и др.

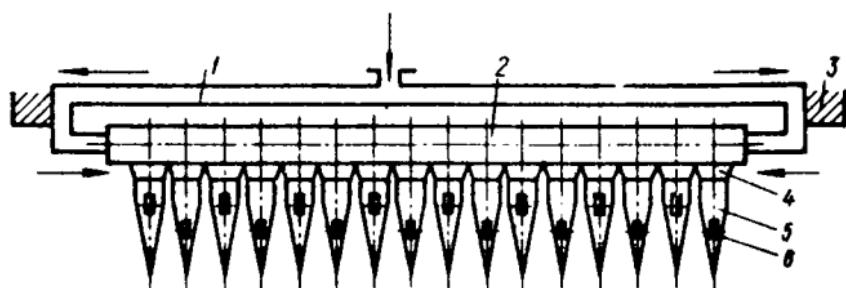


Рис. 24. Пневматический стеблеподъемник к жатвенным машинам

Сжатый воздух от воздуходувки (компрессора или вентилятора) по рабочему воздуховоду (направление движения воздуха показано на рисунке стрелками) подводится в коллектор, а из него по воздушным каналам стеблеотводов поступает в обдувочные сопла, которые создают силовые воздушные потоки. Противоположная ориентация щелей сопел в рядах способствует образованию двух расположенных во взаимно перпендикулярных плоскостях сплошных воздушных потоков, один из которых (передний) создает пневматический подъем полеглых стеблей, а другой – обеспечивает пневматическую подачу стеблей к режущему аппарату и затем на платформу жатки. Между вертикальным и наклонным потоками воздуха при этом создается некоторое разрежение, что также способствует улучшению ориентации, равномерному распределению стеблевой массы по длине жатки и усиливает эффект обдува, подъема, подпора и подачи стеблей на платформу. Стеблеотводы, направленные под незначительным острым углом атаки к стеблям, расчесывают стеблевую массу, разделяя ее снизу на равные части, придают ей предварительную необходимую ориентацию и выполняют одновременно функции жестких клиновидных стеблеподъемников.

3.3. ЖАТКА ЖРБ-4,2 А С УЛУЧШЕННЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ *

Для применяемой в сельском хозяйстве зернобобовой жатки ЖРБ-4,2 по рекомендации автора изготовлен привод режущего аппарата, исключающий потребность в специальных приводных валах с кривошипно-ползунными механизмами.

Данный привод является модификацией рассмотренного в подразд. 3.1. Существующая конструкция жатки ЖРБ-4,2 не позволяет использовать такой привод. Поэтому потребовалось его конструктивное изменение. Новый привод, в отличие от ранее применяемого, не является полностью уравновешенным, так как остается неуравновешенным главный момент сил инерции ножа, хотя величина его в данном случае невелика.

Схема механизма привода дана на рис. 25. Привод ножей 1 и 2, закрепленных на неподвижном брусе 3, осуществляется от вала 7, снабженного подшипниками качения 5 и 6, которые смешены в диаметрально-противоположном направлении относительно оси вращения вала и в осевом относительно друг друга. К ножам жестко прикреплены направляющие 4 и 8, которые снабжены подшипниками качения.

*Разработки автора прошли широкую хозяйственную проверку, включены в методику проектирования новых и совершенствования серийных жатвенных машин, используются в Бердянском ПО „Жатка“.

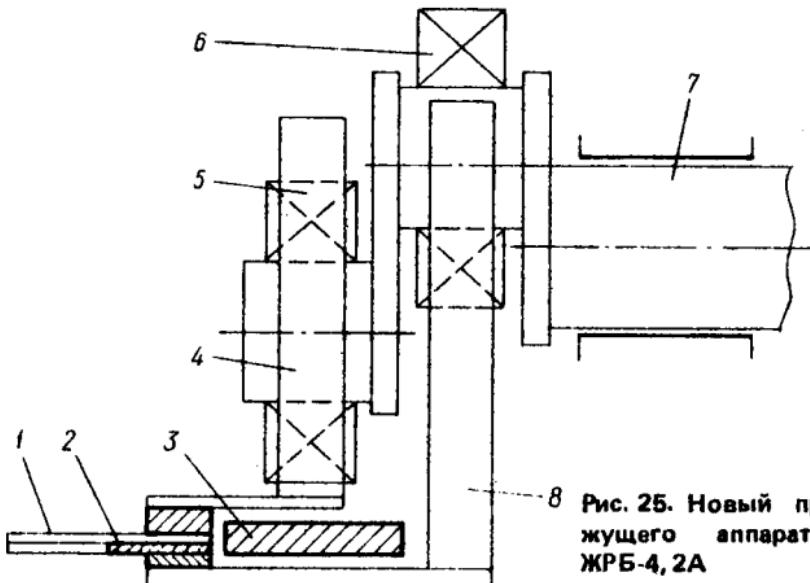


Рис. 25. Новый привод режущего аппарата жатки ЖРБ-4, 2А

При вращении вала подшипники перекатываются по направляющим и перемещают ножи в противоположные друг другу стороны. Таким образом ножи совершают возвратно-поступательное движение и срезают стебли растений.

С новым приводом изготовлен экспериментальный образец жатки ЖРБ-4, 2А, прошедший испытания в колхозе им. Калинина Станично-Луганского района Ворошиловградской области. Установлено, что кинематика жатки без двух приводных валов, двух шатунов, четырех подшипников, шести звездочек, контрпривода и приводных цепей режущего аппарата значительно упростилась. Это позволило снизить материалоемкость машины на 8,6 %. Такое упрощение облегчает техническое обслуживание всех узлов: количество ежесменных точек смазки уменьшилось на 30 %, отпала необходимость регулировки натяжения цепных передач. Новый привод позволил уменьшить высоту переднего бруса жатки, а следовательно, и переход от режущего аппарата к конвейеру. Этот переход стал более пологим, что улучшает условия очистки режущего аппарата мотовилом. В результате этого улучшился процесс валкообразования, уменьшились потери зерна при скашивании и подборе валков.

Большая степень уравновешенности снижает величину возмущающих воздействий и вибраций уборочного агрегата. В среднем вибрация жатки ЖРБ-4, 2А по сравнению с серийной уменьшилась в 2–2,5 раза. Это позволяет за счет меньшей нагруженности узлов и деталей дополнительно существенно снижать материалоемкость жатки, а также способствует более равномерному срезу растений и уменьшению шумов, присущих традиционным при-

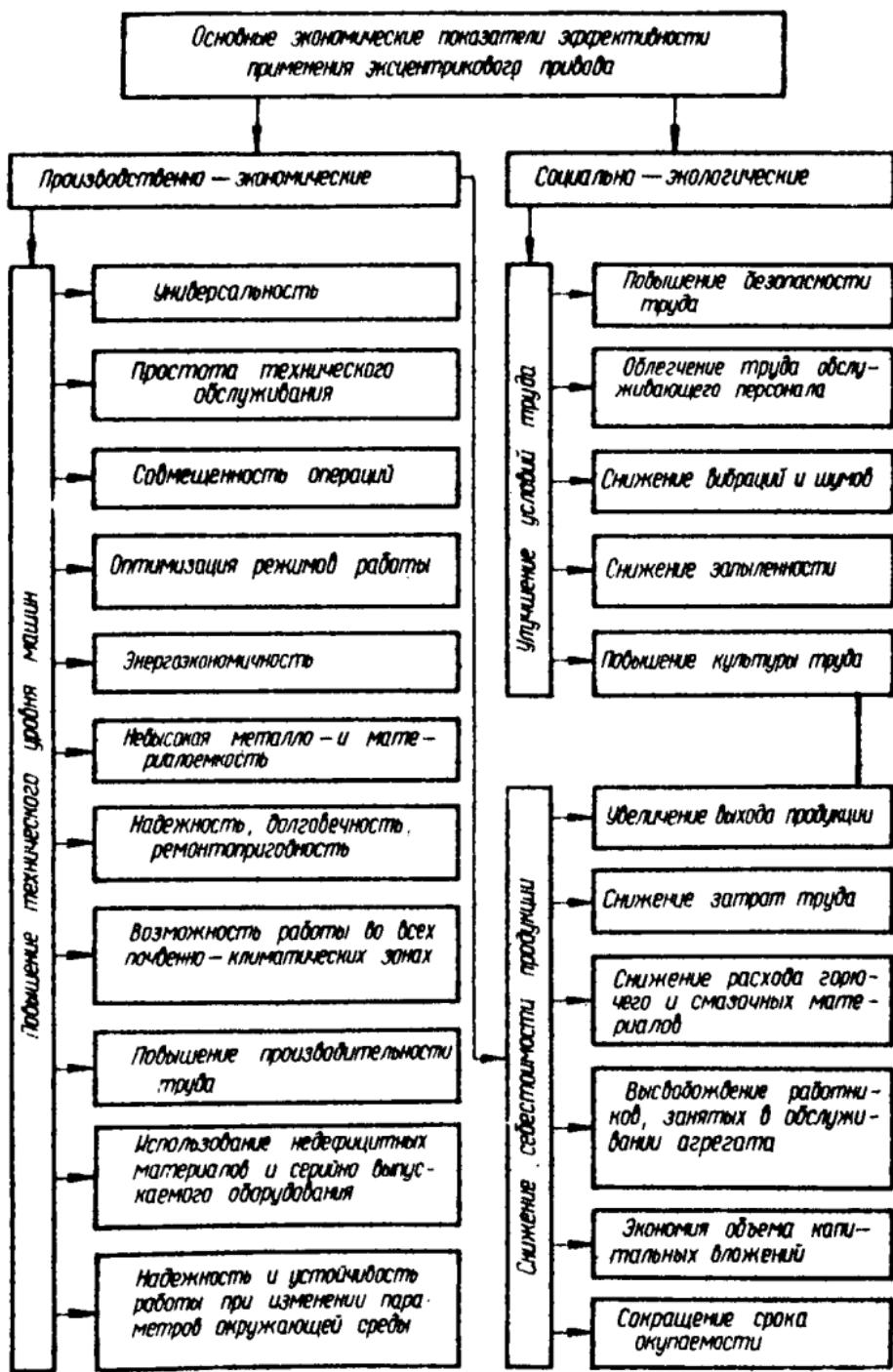


Рис. 26. Основные экономические показатели эффективности применения эксцентрикового привода

Таблица 4. Сравнительные показатели государственных испытаний жаток ЖРБ-4,2 и ЖРБ-4,2 А

Показатели	ЖРБ-4, 2	ЖРБ-4, 2 А
Масса жатки без запасных частей, кг	$1164 \pm 3\%$	$1064 \pm 3\%$
Высота переднего бруса, мм	140	115
Давление на опорные колеса, КН:		
правое	34	33
левое	33	31
Количество точек регулировки, шт.	27	22
Количество точек смазки, шт.	27	18
Из них ежесменных, шт.	18	9
Наработка в часах	100	100
Затраты мощности на привод, %	100	88
Удельный расход топлива, кг/га	6,65	6,57
Коэффициент вариации по высоте среза	31,1	21,6
Потери за жаткой, %	4,54/1,11	3,24/0,97
Потери за подборщиком, %	0,6/1,27	—
Общие потери урожая, %	5,14/2,38	3,24/0,97
Потери растительной массы, %	14/13,8	5,5/11,7

водам, что благотворно влияет на условия труда механизаторов. От серийных жаток ЖРБ-4,2 А отличается повышенной надежностью и долговечностью. В табл. 4 приведены отдельные сравнительные технические характеристики жаток ЖРБ-4,2 и ЖРБ-4,2 А и результаты их испытаний. Опытная партия жаток ЖРБ-4,2 А прошла испытания в различных почвенно-климатических зонах страны и рекомендована для серийного производства.

Внедрение нового эксцентрикового привода на всех серийных зерноуборочных машинах с учетом его универсальности (рис. 26) позволит создать на основе различных модификаций жаток их улучшенные конструкции, обладающие пониженной материалоемкостью и более высокими технико-экономическими и технологическими показателями.

3.4. РЕЖУЩИЙ АППАРАТ С УПРУГИМ ПОДЖАТИЕМ НОЖЕЙ

Если эксцентриковый привод неограниченно увеличивает число двойных ходов ножа в минуту, не передавая возмущающих воздействий на остальные органы жатки, то существующая конструкция ножей не выдерживает такой скорости их перемещения.

Ножи серийно выпускаемых жаток представляют собой совокупность сегментов, связанных друг с другом полосой металла, называемой *спинкой ножа*. Заданное перемещение ножа, необходимую жесткость его и поджатие обоих ножей друг к другу обеспечивают направляющие прижимы.

К недостаткам такой конструкции относятся:

1. Несовершенство направляющих прижимов, которые перекрывают часть зоны резания стеблей растений и не обеспечивают упругое поджатие ножей друг к другу. Это приводит к их „раскрытию”, забиванию растительной массой и землей, а следовательно, и к поломке сегментов, рваному срезу, увеличению энергетических затрат на перемещение ножей.

2. Малая жесткость спинок ножей, которая не обеспечивает устойчивого хода ножей при увеличении скорости их движения (числа двойных ходов), приводит к поломке спинки ножа.

3. Сложность в обслуживании — при переклепке даже одного сегмента возникает необходимость в разборке всего режущего аппарата.

4. Ненадежность конструкции приводит к частой переклепке сегментов и большим затратам труда на это.

Из перечисленных недостатков особенно следует остановиться на „раскрытии”. В чем же причина этого явления? Прежде всего в естественном износе прижимов. Но замеры показали, что он наступает не так быстро, чтобы после 60 га привести нож в такое состояние. Следовательно, имеются и другие причины.

В процессе лабораторно-полевых исследований было замечено, что зазор в режущих парах жатки ЖРБ-4,2 А по сравнению с режущим аппаратом серийно выпускаемой жатки ЖРБ-4,2 с крикошипно-шатунным приводом ножа за это же время наработки практически не увеличился (конструкция ножей обеих жаток аналогична).

При рассмотрении в первом приближении системы сил, действующих на ножи жаток ЖРБ-4,2 (рис. 27, а) и ЖРБ-4,2 А (рис. 27, б), становится очевидным, что их проекции на вертикальную ось Y в первом случае дают увеличение нормального давления на нож вдвое, а во втором — сводят это давление к нулю. Нормальное давление в ЖРБ-4,2 периодически изменяется за один оборот крикошипа. Переменная вертикальная сила вызывает биение ножа в вертикальной плоскости и приводит к разрушению его деталей. Кроме того, у привода ножей жатки ЖРБ-4,2 $\lambda = r// = 1/7,5$. Но ранее было установлено, что если $\lambda < 1/10$, то закон движения ножа сильно отличается от гармонического, значительно увеличиваются ускорения и силы инерции. Такие приводы применять нецелесообразно, тем более что при малых шатунах возрастает давление в направляющей спинки ножа. На рис. 27, в представлен график изменения вертикального давления N в зависимости от λ . На нем видно, как с увеличением длины шатуна быстро уменьшается вертикальное давление, а значит, уменьшается износ ножей, направляющих и вертикальная вибрация жатки.

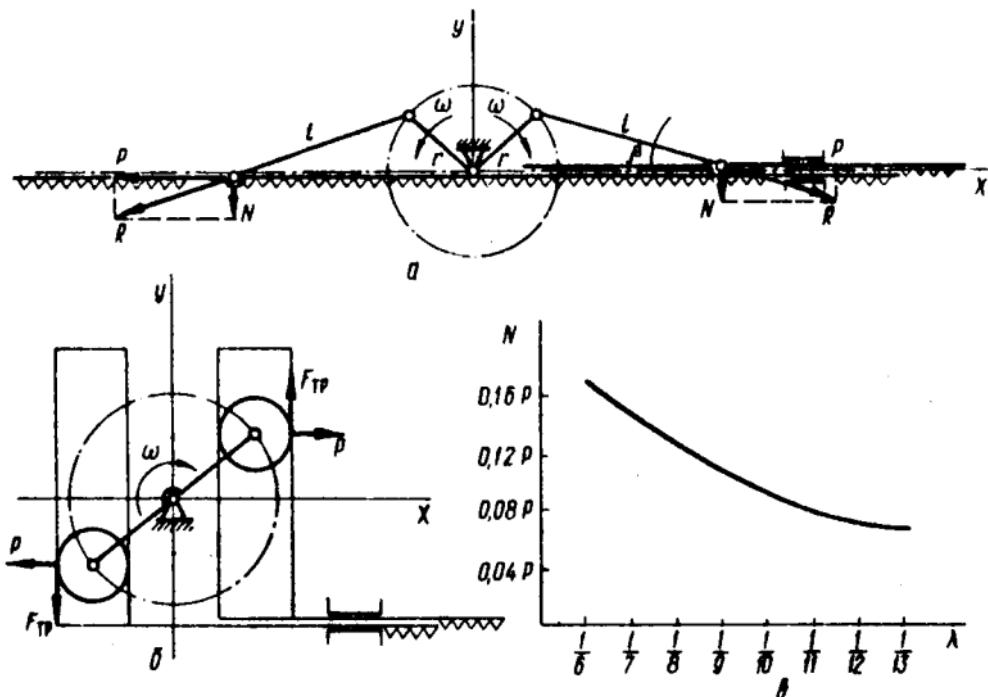


Рис. 27. Влияние конструкции привода на силы, действующие на нож

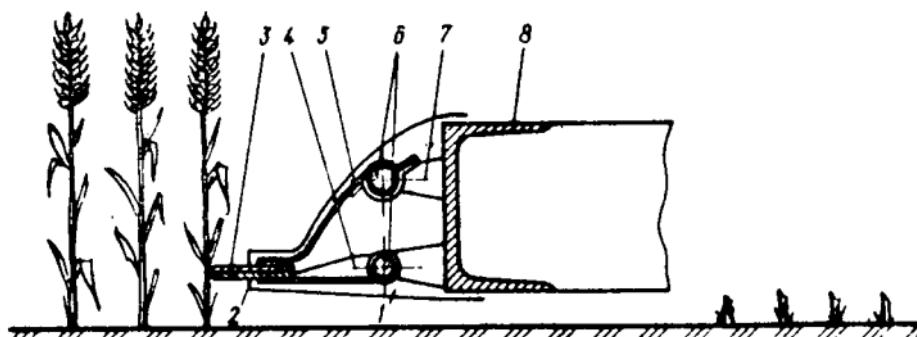


Рис. 28. Новый режущий аппарат жатки ЖРБ-4, 2А

Следовательно, второй причиной „раскрытия“ ножей жаток является несовершенная конструкция их привода.

Мы предлагаем более надежную конструкцию режущего аппарата (рис. 28), состоящую из поперечного бруса 8, установленных на нем направляющих втулок 7, подвижных штоков 6, упругих 5 и жестких 4 водил, верхнего секционного 3 и нижнего неразрезанного 2 ножей, а также кожуха 1.

При работе такого аппарата подвижные штоки под действием механизма привода совершают возвратно-поступательное движение в направляющих втулках. Вместе со штоками такое же движение

жение выполняют водила и нож, т. е. спинки ножей соединены с механизмом привода не непосредственно, а через штоки и водила, равномерно распределенные по длине штоков. Это позволяет, во-первых, разгрузить спинки ножей, а во-вторых, обеспечить упругое поджатие ножей друг к другу. Водила верхнего ножа упругие, а нижнего — жесткие. Упругость водил обеспечивает упругое поджатие верхних сегментов к нижним, способствуя тем самым улучшению среза стеблей. Упругое действие верхних водил передается на оба штока, в результате чего при значительной длине последние заметно скручиваются. Поэтому направляющие штоков имеют специальную форму поперечного сечения (квадратную). Соединение водил со спинками ножей жесткое, а со штоками — разъемное (для быстрого снятия ножей с водилами). Для регулировки величины поджатия и замены вышедших из строя сегментов спинка верхнего ножа разрезана на секции. С целью повышения надежности работы и уменьшения потерь урожая штоки вместе с опорами и водилами охвачены защитным кожухом, который предотвращает соприкосновение подвижных частей с растительной массой, а значит, и забивание режущего аппарата.

Предлагаемая конструкция удобна в обслуживании. Для замены, например, одного сегмента верхнего ножа достаточно снять в этом месте защитный кожух и отсоединить водила данной секции от верхнего штока. Новая или отремонтированная секция устанавливается в обратном порядке. Освободившись от секции верхнего ножа, можно подклепать или заменить лежащие напротив сегменты нижнего.

Экспериментальные исследования работы ножей серийных жаток показывают, что наиболее частые поломки происходят из-за потери устойчивости спинки ножа. Тщательный прижим ножа по всей плоскости и изготовление подвижных штоков, выполняющих функции спинок ножа соответствующей конфигурации (круглая, квадратная, шестигранная и т. д.), позволяют устранить этот недостаток.

Испытания опытного образца режущего аппарата, проведенные в учебном хозяйстве Ворошиловградского сельскохозяйственного института показали, что данная конструкция обеспечивает чистый и стабильный низкий срез, а значит, сокращение потерь урожая; удобство в техническом обслуживании; повышение рабочей скорости жатки за счет увеличения числа двойных ходов ножей. Полученные результаты открывают перспективу использования таких аппаратов на жатках различных модификаций.

Как известно, прижимы серийных жаток наполовину перекрывают рабочую часть каждого третьего сегмента. Во время экспериментальных исследований различных жаток было отмечено, что фактически срез растений по всей длине ножа производится только верхней частью сегмента. Применение новых прижимов в два раза увеличивает зону резания. Можно, оставив зону резания стеблей растений прежней, уменьшить высоту рабочей части сегмента в два раза.

Применение нового сегмента, изготовленного из стандартного, позволяет уменьшить ход ножа до 19 мм. А это, в свою очередь, решает проблему создания (на основе привода ножа жатки ЖРБ-4,2 А) малогабаритного привода, вписывающегося в любую конфигурацию режущего аппарата. Новый сегмент снижает общую массу ножа, что существенно влияет на снижение сил инерции, действующих на его привод.

3.5. САМОХОДНАЯ ВСТРЕЧНО-ПОТОЧНАЯ БОБОВАЯ ЖАТКА ЖСБ-4,2

Результаты проведенных исследований подтверждают перспективность создания семейства высокопроизводительных жаток на основе серийных. Так, в рамках научно-технического сотрудничества совместно со специалистами Народной Республики Болгарии сконструирована новая самоходная встречно-поточная

Таблица 5. Основные технические характеристики жаток ЖРБ-4,2 и ЖСБ-4,2

Показатели	ЖРБ-4,2	ЖСБ-4,2
Масса жатки без энергосредства, кг	1140	1020
Габариты, мм:		
длина	10750	6900
ширина	4605	4610
высота	4010	3560
Радиус поворота по наружному колесу, мм	13000	7500
Рабочая скорость, м/с	1,95	2,22
Общая трудоемкость досборки, чел/ч	30	8
Время перевода в рабочее или транспортное положение, ч	0,12	0,08
Количество ежесменных точек смазки, шт.	18	4
Удельный расход топлива, кг/га	5,77	3,4
Производительность, га/ч	2,21	2,09
Высота среза, см:		
установочная	9	9
фактическая	10	9

жатка ЖСБ-4,2 с укладкой валка посередине платформы. При эксплуатации такой жатки отпадает необходимость проводить подготовку поля (обкосы, прокосы), что требует дополнительных материальных и трудовых затрат и связано с увеличением потерь зерна.

Жатка навешивается на энергосредство КПС-5Г и предназначена для уборки зернобобовых культур, семенников сахарной свеклы, полеглых хлебов и трав. Она формирует широкий тонкий быстро просыхающий валок, который хорошо удерживается на стерне, легко и качественно подбирается комбайном. Опытная партия самоходных жаток ЖСБ-4,2 прошла испытания в различных почвенно-климатических зонах страны и рекомендована для серийного производства.

Использование в ЖСБ-4,2 нового привода снижает ее материалоемкость по сравнению с жаткой ЖРБ-4,2 на 9,8 %, потери зерна на 1 %, удельный расход топлива. При этом улучшается процесс резания растений и сокращается время технического обслуживания. От серийных жаток ЖСБ-4,2 отличается повышенной надежностью и долговечностью. Для сравнения в табл. 5 приведены основные технические характеристики обеих жаток.

3.8. ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРОИЗВОДСТВА И ЭКСПЛУАТАЦИИ НОВЫХ ЖАТОК

Внедрение новых машин в сельское хозяйство должно обеспечивать дальнейшее его развитие и сокращение затрат на производство продукции.

Годовой экономический эффект производства и эксплуатации одной новой жатки подсчитан по ГОСТ 23728-79 – 23730-79 [18].

При расчете экономической эффективности учитывались производительность машины, ее цена, оплата труда, затраты на горюче-смазочные материалы, хранение, ремонт и т. д. В качестве базовой модели принята серийно выпускаемая жатка ЖРБ-4,2. Показатели сравнительной экономической эффективности применения жаток ЖРБ-4,2А и ЖРБ-4,2 приведены в табл. 6, а жатки ЖСБ-4,2 – в табл. 7. Согласно расчетам общий годовой экономический эффект от использования одной жатки ЖРБ-4,2А составляет 921,4 руб., а ЖСБ-4,2 – 1266,5 руб. Бердянское ПО „Жатка“ изготавливает в год 39 тыс. жаток ЖРБ-4,2. Таким образом, годовой экономический эффект составляет для ЖРБ-4,2А около 36 млн. руб., а для ЖСБ-4,2 – около 50 млн. руб.

Таблица 6. Основные показатели эффективности использования жатки ЖРБ-4,2 А

Показатели	ЖРБ-4,2	ЖРБ-4,2А	% снижения
Общие затраты труда на единицу выполненной работы, чел/ч	0,875	0,829	5,23
В том числе:			
на выполнение основного производственного процесса, га	0,725	0,704	2,89
на устранение технических отказов, га	0,095	0,089	6,31
на планово-техническое обслуживание, га	0,055	0,036	34,54
Общие затраты труда на выполнение годового объема работ, чел/ч	151,370	147,560	2,52
Прямые эксплуатационные затраты на единицу выполненной работы, руб/га	3,088	2,832	8,29
В том числе:			
на заработную плату обслуживающему персоналу, руб/га	0,972	0,944	2,88
на реновацию, руб/га	0,993	0,860	13,39
на капитальный, текущий ремонты и ТО, руб/га	0,629	0,545	13,35
на горюче-смазочные материалы, руб/га	0,459	0,453	1,31
на хранение, руб/га	0,035	0,030	14,20
Прямые эксплуатационные затраты на годовой объем работы, руб.	534,220	504,100	5,64
Удельные капиталовложения на единицу выполненной работы, руб/га	6,990	6,060	13,30
Приведенные затраты на единицу выполненной работы, руб/га	4,137	3,741	9,57
Экономический эффект от изменения количества продукции на единицу выполненной работы, руб/га	—	3,740	—
Годовой экономический эффект от изменения количества продукции, руб.	—	665,720	—
Годовой экономический эффект от эксплуатации новой жатки, руб.	—	736,210	—
Годовой экономический эффект производства новой жатки, руб.	—	185,200	—
Общий годовой экономический эффект от внедрения новой жатки, руб.	—	921,400	—

**Таблица 7. Основные показатели сравнительной
экономической эффективности использования жатки ЖСБ-4,2**

Показатели	ЖРБ-4,2	ЖСБ-4,2	% сни- жения
Общие затраты на единицу выполненной работы, чел/ч/га	0,875	0,759	13,26
Общие затраты труда на выполнение годового объема работ, чел/ч	104,000	90,000	13,46
Прямые эксплуатационные затраты на единицу выполненной работы, руб/га	11,613	7,080	39,00
Прямые эксплуатационные затраты на годовой объем работы, руб.	1382,000	843,000	39,00
Капиталовложения на выполнение годового объема работ, руб.	5057,000	2 483,000	509,00
Экономический эффект от изменения количества продукции на единицу выполненной работы, руб/га	—	2,880	—
Годовой экономический эффект от изменения количества продукции, руб.	—	341,500	—
Годовой экономический эффект от производства и эксплуатации новой жатки без учета изменения количества продукции, руб.	—	925,000	—
Общий годовой экономический эффект от внедрения новой жатки, руб.	—	1266,500	—

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Создание жатвенных машин и их рабочих органов, обеспечивающих высокое качество уборки урожая, их надежность и долговечность с одновременным снижением материоемкости — проблема, имеющая важное народнохозяйственное значение. Успешно ее решить можно, лишь разработав основы физико-механической теории резания стеблей сельскохозяйственных растений и рациональные схемы режущего аппарата для работы на повышенных скоростях.

На основе представленной теории и в результате тщательной экспериментальной проверки в производственных условиях решены многие актуальные вопросы создания высокопроизводительных и экономичных режущих аппаратов уборочных машин:

установлены связи физико-механических свойств растений с их анатомо-морфологическими признаками применительно к задачам механизации уборочных работ;

выявлены закономерности изменения деформаций и напряжений, возникающих в стебле растений и его компонентах при механическом воздействии, что позволяет прогнозировать поведение растения в процессе уборки;

установлена зависимость сопротивляемости стеблей деформации как функции их архитектуры и анизотропии;

предложена механическая модель стебля — первый шаг на пути к составлению его математической модели и воспроизведения на ЭВМ того или иного режима обработки растения. Такая модель облегчает процесс изучения физико-механических явлений, возникающих при взаимодействии стебля растения и рабочего органа машины;

разработана механическая технология резания стеблей, позволяющая проектировать более совершенные конструкции ножей режущих аппаратов;

вскрыты физико-механические явления, возникающие в зоне резания, влияние их на параметры ножа. Найден характер

распределения нагрузок на нож в процессе резания по диаметру стебля;

показана природа разрушения стебля режущей кромкой ножа, что позволило определить наилучшие виды резания для тонкостебельных культур;

выявлен характер влияния скорости резания на процесс разрушения стебля. Установлены скорости резания, при которых чистый срез обеспечивается независимо от конструктивных особенностей режущего аппарата;

разработаны научно-методические основы расчета любого зажона движения ножа режущего аппарата, при которых может быть достигнут оптимальный срез растений с одновременным максимальным снижением ускорения ножа;

разработаны методики: 1) сравнительного анализа различных механизмов привода ножа, позволяющая ускорить процесс их расчета и определить целесообразность применения вновь разрабатываемых приводов; 2) расчета оптимальных параметров звеньев любого привода режущего аппарата, установлена взаимосвязь между ними, нарушение которой вызывает резкое ухудшение работы режущего аппарата; 3) определения динамического показателя работы привода режущего аппарата, с помощью которой можно подобрать двигатель с улучшенной механической характеристикой. Получены аналитические и графические зависимости, позволяющие определить неравномерность вращения ведущего вала, а также ее максимальную величину;

разработаны аналитическая кинематика и динамика различных механизмов привода ножа жатки и программы для ЭВМ, позволяющие находить основные параметры характерных точек при различных начальных условиях. Это дает возможность установить величину сил инерции, действующих на звенья привода и раму жатки, а также провести сравнительный анализ влияния неуравновешенных сил инерции;

доказана возможность создания принципиально новой конструкции привода, обеспечивающей существенное увеличение скорости движения ножа.

Материалы исследований, связанных с созданием высокозэкономичных режущих аппаратов и жаток на основе новых приводов, переданы в ГСКБ Бердянского ПО „Жатка“ и включены в методику по проектированию новых и совершенствованию серийных машин, а также в систему машин по комплексной механизации сельскохозяйственного производства.

Внедрение нового привода на серийных зерноуборочных машинах позволит создать улучшенные конструкции, обладающие пониженной материалоемкостью и более высокими технико-эко-

номическими и технологическими показателями. Годовой экономический эффект от использования таких жаток составит более 100 млн. руб.

Вопросы, рассмотренные в данной работе, относятся к молодой, но быстро развивающейся и имеющей большое практическое значение новой дисциплине „Механическая технология сельскохозяйственных материалов“. На основе подробного анализа работ, опубликованных советскими учеными, и дополнительно проведенных автором экспериментально-теоретических исследований созданы модели реальных стеблей, а также изучены физико-механические и биологические свойства при воздействии на них рабочего органа. Без знания этих свойств не может быть создана хотя бы приближенная модель, в следовательно, и теория среза стеблей.

Стебли – это совокупность отдельных элементов, обладающих различными свойствами и имеющими различные модули упругости, т. е. относящихся к анизотропным системам, которые не подчиняются закону Гука. Такие системы могут быть описаны нелинейными дифференциальными уравнениями, не приводящимися к квадратурам. Только в частных случаях (если возможна линеаризация этих уравнений) для пшеницы и кукурузы приближенное решение дает удовлетворительные практические результаты. Аналогичные расчеты необходимы и для других сельскохозяйственных культур, в том числе трав.

Работы по исследованию анатомо-морфологических признаков стеблей растений ведутся в трех направлениях: изучение закономерности жизненных процессов в стебле (с точки зрения онтогенеза); определение связей прочностных, деформационных, упругих и других механических свойств растений с их анатомо-морфологическими признаками, исходя из задач механизации уборочных работ; влияние анатомо-морфологических признаков на устойчивость растений к полеганию.

Для определения указанных связей требуются комплексные исследования. Только совместное рассмотрение геометрических, физико-механических характеристик и их взаимосвязи со строением отдельных тканей и стебля в целом (его архитектоникой) и биологическими функциями дает основание делать правильные практические выводы.

Как подробно рассматривалось в книге, главным препятствием повышению производительности жатвенных машин является возникновение значительных неуравновешенных сил инерции при возрастании скорости движения ножа режущего аппарата. Это ведет к снижению надежности и долговечности агрегата в целом, его производительности и значительным потерям урожая.

Основные функции режущего аппарата — достижение требуемой скорости перерезания стебля, его устойчивости и качества среза. Скорость зависит от физико-механических свойств стебля и механизма привода ножа, устойчивость — от конструктивных особенностей режущего аппарата, а качество среза — от конструктивных особенностей ножа.

Под устойчивостью стебля понимается его способность сохранять вертикальное положение в момент среза. Устойчивость, обеспечиваемая конструкцией режущего аппарата, условно называется статической, а ускорением ножа — динамической.

Вопросы, рассмотренные в первой главе книги, относятся в основном к изучению физико-механических явлений, возникающих в зоне резания при различных скоростных режимах. Это позволило определить оптимальные скорости, при которых чистый срез обеспечивается независимо от конструктивных особенностей режущего аппарата.

Определяющим фактором разрушения растительного материала при таких скоростях является достаточная динамическая устойчивость, обеспечивающая быстрый и качественный срез его ножом. Каковы же условия динамической устойчивости стебля?

Скорость движения ножа в общем случае можно выразить формулой

$$V = \gamma \omega r,$$

где γ — коэффициент, учитывающий влияние конструкции механизма привода ножа; ω , r — соответственно частота вращения и радиус ведущего звена механизма привода.

Величины трех сомножителей не могут быть подобраны произвольно, так как конструкция механизма привода ножа оказывает негативное влияние на кинематические параметры ножа.

Если $\gamma = 1$, то скорость движения ножа

$$V = \omega r.$$

Но и в данном случае произвольный подбор сомножителей исключается, потому что при большом значении r и малом ω скорость не изменяется, но не обеспечивается динамическая устойчивость. Последняя зависит от силы инерции стебля, которую, в свою очередь, определяет действующая сила разрушения. В данном случае в качестве этой силы выступает сила инерции ножа:

$$P = mW = m\omega^2 r.$$

Эта сила так же, как и скорость резания зависит от частоты вра-

щения ω . Это видно, если принять $r = 1$. Тогда

$$V = \omega \text{ и } P = m\omega^2.$$

Для определения оптимального значения ω необходимо определить влияние ускорения ножа на срез стебля. Работы по завершению физико-механических основ теории резания позволят полностью решить эту задачу.

Для того чтобы вертикальные возмущающие силы, вызывающие вибрацию ножа, не возникали, необходимо чтобы ведущее звено вращалось равномерно. Кроме того, характер его движения зависит от деформации звеньев механизма привода. Решающим в данном случае является выбор двигателя. Методика подбора двигателя с улучшенной механической характеристикой приведена во второй главе настоящей работы. Однако проблема решена только для частного случая: определения моментов движущих сил ведущего звена кривошипно-ползунного механизма по преодолению только сил инерции ножа. Поэтому нужна аналогичная методика подбора двигателя для любых типов механизмов.

Если кинематика различных механизмов привода ножа режущего аппарата разработана сравнительно полно, то динамика их еще находится в начальной стадии изучения. Настоящая работа позволяет перейти к динамическим расчетам различных механизмов привода, включая изменение масс звеньев механизма и их перераспределение.

Решение затронутых вопросов откроет перспективу создания серии высокоскоростных жаток.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. с. 807088 (СССР). Стеблеподъемник к жатвенным машинам / С. И. Рустамов, В. Я. Базовой, Ю. П. Базовая по кл. А 01 65/02.
2. А. с. 877377 (СССР). Способ определения моментов инерции изделий / С. И. Рустамов, Б. И. Турбин по кл. 01 М 1/10.
3. А. с. 974171 (СССР). Способ определения моментов инерции / С. И. Рустамов, Б. И. Турбин по кл. 01 М 1/10.
4. Бок Н. Б. и др. Планетарный привод режущего аппарата уборочных машин. — Изв. с.-х. наук, 1967, № 5, с. 7—18.
5. Василенко П. М., Василенко В. П. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем, машин и машинных агрегатов — К.: Изд-во Укр. акад. с.-х. наук, 1980. — 128 с.
6. Горячкин В. П. Сочинения: В 3-х т. — 2-е изд. — М.: Колос, 1968. — Т. 3. — 250 с.
7. Карп Н. А. Процесс резания толстостебельных культур. — В кн.: Доклады Тимирязевской сельскохозяйственной академии. М.: Госсельхозиздат, 1960, вып. 55, с. 75—96.
8. Карп-Левикова Н. А. Исследование технологического процесса резания грубостебельных культур: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 1961. — 16 с.
9. Мироненко В. И. Исследование кинематических и динамических характеристик приводов режущих аппаратов с целью повышения эффективности их работы. Автореф. дис. ... канд. техн. наук. — М., 1976. — 22 с.
10. Мироненко В. И. Получение приближенной скорости ножа косилок с помощью некруглых колес. — Тр. МИИСП/Моск. ин-т с.-х. инж. пр-ва, 1973, т. 10, вып. 1, ч. 1, с. 16—28.
11. Попов И. Ф. Машины для уборки трав на сено. — М.: Госсельхозиздат, 1958. — 144 с.
12. Рерих К. Маховое колесо и периодическая неравномерность вращения машин. — В кн.: Теория регулирования машин. Пг.: Б. и., 1916, с. 76—89.
13. Рустамов С. И., Босой Е. С., Чекановкин А. А. Некоторые свойства стеблей кукурузы и их влияние на совершенствование режущих аппаратов. — В кн.: Совершенствование конструкций, улучшение ремонта и эксплуатации сельскохозяйственной техники. Х.: ХСХИ, 1975, т. 215, с. 136—147.
14. Рустамов С. И., Босой Е. С., Чекановкин А. А. К вопросу о физико-механических явлениях при резании грубостебельных культур. — Тр. РИСХМ Ростов. ин-та с.-х. машиностроения, 1976, с. 69—71.
15. Рустамов С. И. Анализ силового взаимодействия лезвия со стеблем в процессе резания сельскохозяйственных культур. — Докл. ЧАСХНИЛ. М.: Колос, 1979, № 9, с. 11—16.

16. Рустамов С.И. Физико-механические основы скоростного резания стеблей сельскохозяйственных растений. – Докл. ВАСХНИЛ, М.: Колос, 1983, № 4, с. 8–12.
17. Синяговский И.С. Сопротивление материалов. – М.: Колос, 1968. – 480 с.
18. Степанов А.И. Экономика производства и повышение качества зерна. – М.: Колос, 1978. – 160 с.
19. Тимошенко С.П. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1965. – Т. 2. – 320 с.
20. Турбин Б.И., Дроzdov В.Н. Снижение вибраций и шумов в сельскохозяйственных машинах. – М.: Машиностроение, 1976. – 184 с.
21. Фридман Я.Б. Механические свойства металлов. – М.: Машиностроение, 1974. – Ч. 1. – 208 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
Глава 1. Физико-механические основы процесса резания стеблей сельскохозяйственных растений.	5
1.1. Основные физико-механические свойства стеблей, влияющие на работу режущих аппаратов	5
1.2. Определение количества стеблей, одновременно срезаемых режущей кромкой сегмента	10
1.3. Защемление стебля режущим аппаратом	11
1.4. Анализ силового взаимодействия ножа со стеблем в процессе резания	18
1.5. Влияние отгибов стеблей на процесс резания	25
1.6. Физико-механическая модель процесса резания лезвием волокнистой растительной массы	29
1.7. Физико-механические основы процесса резания стеблей	34
Глава 2. Совершенствование режущего аппарата жаток.	41
2.1. Новые приводы ножа режущего аппарата	41
2.2. Сравнительный анализ некоторых перспективных механизмов привода ножа	45
2.3. Методы определения скоростного режима движения ножа	52
2.4. Возможности улучшения динамических показателей различных механизмов привода ножа	59
2.5. Методы экспериментального определения моментов инерции деталей сельскохозяйственных машин	62
2.6. Увеличение скорости движения ножа режущего аппарата	69
Глава 3. Повышение надежности и долговечности жаток и улучшение качества их работы	72
3.1. Уравновешенный режущий аппарат для высокоскоростных жаток	73
3.2. Стеблеподъемник к жатвенным машинам	75
3.3. Жатка ЖРБ-4,2 А с улучшенными показателями	76
3.4. Режущий аппарат с упругим поджатием ножей	79
3.5. Самоходная встречно-поточная бобовая жатка ЖСБ-4,2	83
3.6. Эффективность производства и эксплуатации новых жаток	84
Заключение	87
Список использованной литературы.	92