

задачи в большинстве случаев объясняется наличием нетрадиционных источников эффективности (например, уменьшение дисперсий показателей качества обрабатываемой продукции и т.п.). Известные достижения в этой области связаны с методическими разработками инженеров и технологов. Для успешного решения этой задачи необходимо участие экономистов.

Успешное решение вышеуказанных задач будет способствовать созданию технически совершенных, технологически и экономически эффективных систем автоматизированного управления объектами сельскохозяйственного производства.

УДК 631.3.71:006.80

Сташинский Р.С.
Дробышевский Е.Г.
Сашко К.В.

ОБОСНОВАНИЕ СХЕМЫ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БОТВОПОДЪЕМНИКА МОРКОВОУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Выпускаемые отечественные и зарубежные морковоуборочные машины извлекают корнеплоды из почвы тереблением за ботву, поэтому необходимо предусматривать ботвоподъемники для формирования ее в пучки перед захватом ее теребильными ручьями. Подъем полегшей ботвы создает также нормальные условия для ручного или автоматического направления машины по рядкам.

На кафедре сельхозмашин БИМСХ предложена схема ботвоподъемника, состоящая из пассивного носка и двух сопряженных с ним активных конусов, имеющих встречное вращение. Конуса имеют спиральную навивку, улучшающую процесс подъема ботвы и перемещения ее к теребильному аппарату. Рабочие элементы подъемника жестко связаны с копирующим ползком, установленным на раме машины при помощи четырехшарнирной параллелограммной подвески.

Основными параметрами ботвоподъемника, определяющими характер взаимодействия со стеблями, являются: длина пассивной и активной части подъемника L_1 и L_2 ; угол при вершине конуса α_k ; угол наклона рабочей поверхности конуса к горизонту α ; угол установки оси конуса к горизонту α_0 ; угол пассивной части подъем-

ника в плане $2/3$ и угол между осями активных частей подъемника $2/3_0$, а также высота активной части H и шаг витков t .

Взаимодействие пассивной части подъемника со стеблями ботвы нами рассматривалось исходя из допущений, что стебли лежат на почве в поперечном к направлению грядки положении, например, по линии $O'B_0$ и носок подъемника начинает поднимать ботву в точке B_0 . Для скольжения стеблей по пассивному подъемнику Н.Е.Резник [1] предлагает определять угол подъема α по формуле

$$\alpha \leq b \left(\frac{\sqrt{P}}{2} - \varphi - j \right). \quad (1)$$

где P - коэффициент, учитывающий изменение сил, действующих на поверхность ботвоподъемника ($P = 0,8 \dots 0,9$); φ - угол наклона растения делителем; j - угол трения. Расчеты показывают, что угол α равен $30 \dots 35^\circ$. Если принять затылочный угол $\varepsilon = 10 \dots 15^\circ$, то угол при вершине конуса $2\alpha_k = \alpha - \varepsilon$ составит $20 \dots 25^\circ$.

Сила трения F отклоняет направление перемещения стебля от нормали на угол трения j , поэтому за время перемещения подъемника на расстояние OQ , отгиб стеблей по ходу машины составит

$$\chi_0 = L_1 \left(\frac{\cos j}{\cos \alpha_k \cos(\alpha + j)} - \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_k} \right) \quad (2)$$

Если подставить приведенные выше значения углов α , α_k и j в формулу (2), то получим

$$\chi_0 \approx L_1 \quad (3)$$

Чтобы ботва, не сходя с пассивной части подъемника, попадала на активную, необходимо выполнить условие

$$l_0 \leq l, \quad (4)$$

где $l_0 = OB'$ (расстояние от основания стебля до точки B), l - длина стебля.

Исходя из последнего условия, с учетом высоты расположения головок корней C , глубины борозды Q и глубины вдавливания в почву ΔQ

$$L_1 \leq \frac{\sqrt{\ell^2 - \frac{C^2}{\cos(\beta_0 + \varphi)}} + C + Q + \Delta Q}{\sin \alpha} \quad (5)$$

Для подачи пучков ботвы к теребильному аппарату в положении, близком к вертикальному, необходимо, чтобы за время перемещения подъемника на величину S_2 стебли переместились активной частью на величину $S_2 + X_0$, то есть продольный отгиб стеблей активной частью должен компенсироваться за счет перемещения их активной частью.

Расчеты показывают, что это условие выполняется, если значение величины шага шнека t_x на любом расстоянии X от меньшего его основания будет изменяться по выражению

$$t_x = \frac{120KV_m \left(1 - \frac{L_1 \cos \alpha_k}{X \cos \alpha}\right)}{n} - t, \quad (6)$$

где K - коэффициент пробуксовки.

Чтобы сформированный пучок не распадался до момента захвата теребильной секцией, высота установки конца делителя

$$H \leq \ell - R \cos \alpha_0. \quad (7)$$

С учетом последнего условия, длина активной части подъемника

$$L_2 = \frac{H - h_1}{\sin \alpha_0 \cos \beta_0} \quad (8)$$

Приведенные зависимости позволяют обосновать основные параметры предлагаемой схемы ботвоподъемника.