

633.34

П 77

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ДАЛЬНЕВОСТОЧНЫЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

С.П. Присяжная

*КОНСТРУКЦИИ И РАСЧЕТ
ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ
УСТРОЙСТВ МАШИН
ДЛЯ УБОРКИ И ОБРАБОТКИ
ЗЕРНА СОИ*

Благовещенск:
Издательство ДальГАУ
1999

УДК 65.011.4:633.853.52

Присяжная С.П.

Конструкции и расчет транспортирующих устройств машин для уборки и обработки зерна сои

В структуре посевных площадей соя на Дальнем Востоке занимает ведущее место. Эя отводится до 32% пашни. Высокое содержание белка и масла в зерне позволяет выпускать большой ассортимент ценной питательной продукции, пользующейся спросом у населения.

Отсутствие специального комплекса машин для возделывания уборки, обработки и переработки зерна сои приводит к потерям зерна, так как применяемые средства механизации не полностью соответствует их биологическим и физико-механическим особенностям: слабой сопротивляемости ударным нагрузкам, шаровидности, способствующей активному перемещению, размерам, вдвое превышающим зерновыя и др. Сократить потери до минимума возможно при внедрении в сово-зерновых комбайнах, зерноочистительных машинах, триерах, зернопогрузчиках новых транспортирующих устройств полиэтиленовых или металлических до щеточным обрамлением рабочей кромки.

В учебном пособии приведены состояние качества семян и товарного зерна сои, величина повреждения при комбайновой уборке и послеуборочной обработке. Определены наиболее повреждающие транспортирующие устройства, а в них опасные разрушающие зоны взаимодействия с зерном сои. Проведен анализ известных конструкций транспортирующих устройств и обоснованы варианты доработки рабочих органов, обеспечивающих снижение повреждения сои. Предложено использование нетрадиционного полимерного материала.

На основе полученных патентов описаны способы изготовления транспортеров. Разработаны методики расчета параметров для изготовления новых конструкций транспортирующих устройств.

Учебное пособие предназначено для студентов по специальности механизация сельскохозяйственного производства при изучении курса сельскохозяйственные машины.

Рецензенты: д.т.н. Камчадалов Е.П., к.с.-х.н. Синеговская В.Т. профессор,
д.т.н. Самуйло В.В., к.т.н. Конченко Н.Ф.

Рекомендовано Дальневосточным региональным учебно-методическим центром (УМО) в качестве учебного пособия для студентов сельскохозяйственных вузов региона. (Проткол №64 от 12.03.99г.)

Издательство ДАЛЬГАУ

ВЕВЕДЕНИЕ

Дальний Восток – основная пригодная по климату территория для возделывания сои в Российской Федерации, где она ежегодно размещается на площади более 0,7 млн. га.

Наряду с зерновыми культурами, как основными источниками белка соя со средним 38...40 % содержанием сырого белка заслуживает особое внимание по следующим причинам. При высоком содержании сырой белок сои имеет сравнительно хорошую усвояемость и особенно богат незаменимыми аминокислотами. Он прекрасно пригоден для обеспечения белками почти всех видов полезных животных и тем самым для производства белка животного происхождения. Наряду с этим соевый белок в различных пищевых изделиях широко используется непосредственно в питании людей.

Кроме белковой-соя масличная культура. В ее зерне содержится 18...22 % масла, в составе которого 88 % ненасыщенных жирных кислот, относящихся к группе линолевой. А 13...23 % содержания в ней углеводов делают усвояемой сою более чем на 60 %.

Важный резерв увеличения соевого белка и масла состоит в более полном сохранении выращенного урожая сои от механических разрушений, высокое содержание которых (42 ÷ 56 %) приводит к увеличенной норме высева семян на 30 – 40 кг на га и снижает величину зачетной массы товарного зерна при продаже его производителями из-за превышения базисной и ограничительной нормы содержания масличной примеси, отрицательно влияющей на качество конечной продукции.

На стадии уборки и послеуборочной обработки на зерно сои после молотильного устройства комбайна, наибольшее повреждающее силовое воздействие оказывают шнеки, нории и скребковые транспортеры, которые конструктивными особенностями и технологическими режимами работ не отвечают в полной мере требованиям всей совокупности физико-механических свойств и пределу прочности зерна сои. В связи с этим добиться научно-обоснованных и достаточно эффективных мер снижения дробления и микроповреждения сои за счет совершенствования технологического процесса транспортирующих устройств машин для уборки и послеуборочной обработки и определяет актуальность представленной работы.

1. Состояние качества семян и товарного зерна сои

Повреждение сои, при уборке и послеуборочной обработке приводит к низкому качеству семян и товарного зерна. Так в течение двадцати лет (1971...1991 гг) требованиям 1-го и 2-го классов посевного стандарта отвечало всего 32,4...44,4 %, 3-го класса - 28,6...44,9 % и 19,1...30,6 % семян были некондиционными. (рис. 1.1).

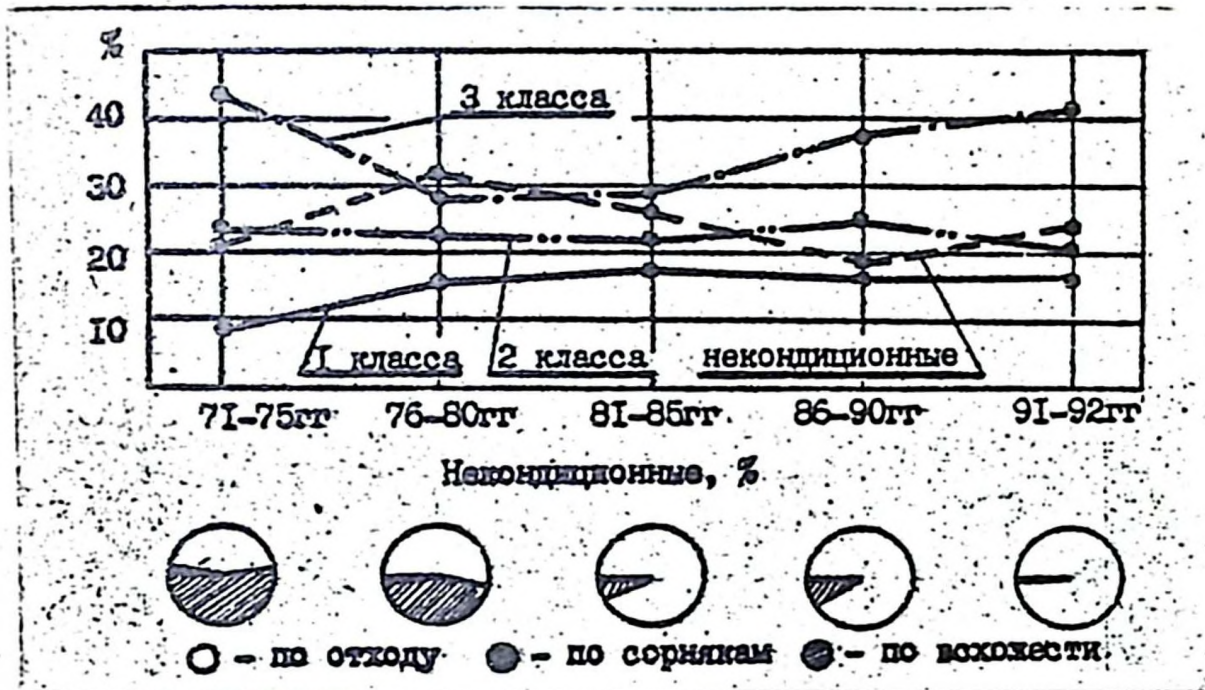


Рис. 1.1 Качество семян сои, высеваемых на Дальнем Востоке

Основными показателями, по которым семена сои были низкого качества или некондиционными являются содержание семян основной культуры в отходах (дробленых семян) и пониженная всхожесть из-за микроповреждения семян.

Высокий процент дробления и микроповреждения сои снижает качество товарного зерна. Нарушение технологии и увеличение сроков хранения некачественной товарной сои приводит к ухудшению качества

масла за счет увеличения его кислотного числа [1]. Однако по данным Амурской инспекции в среднем за 1971...1991 гг. только 27,6 % товарной сои заготовлено базисной кондиции с содержанием масляной примеси до 6 %, 33,4% сои ограничительной кондиции и 40% сверхограничительной кондиции с содержанием масляной примеси 6...10% и более 10% (таблица 1.1).

Таблица 1.1

Объемы заготовок сои в Амурской области и содержание в них масляной примеси (по данным областной инспекции за 1971 - 1991 гг.)

Г о д	Всего заготовлено сои в физ.массе тыс.тж.	из нее заготовлено в %		
		базисной кондиции с содержанием масляной примеси до 6%	ограничительной кондиции с содержанием масляной примеси 6 - 10%	сверхограничительной кондиции с содержанием масляной примеси 10%
1971	249,7	16,6	38,9	42,5
1972	2,27	33,1	22,9	43,9
1973	102,5	10,7	30,0	59,3
1974	94,7	38,5	38,2	23,2
1975	415,9	31,5	44,4	24,1
1976	220,9	8,9	31,1	60,0
1977	223,9	6,0	15,0	79,0
1978	226,2	42,1	26,6	31,3
1979	103,5	21,1	25,5	53,6
1980	135,8	13,7	21,3	65,0
1981	116,3	11,1	27,0	61,9
1982	155,7	57,4	28,8	13,8
1987	220,4	39,4	13,7	46,9
1988	306,6	56,6	40,5	2,9
1989	295,0	33,1	59,2	7,7
1990	249,8	17,4	51,4	31,2
1991	168,7	30,7	53,9	15,4

2 Повреждение зерна сои при уборке и обработке

Уборка и послеуборочная обработка зерна сои производится зерноуборочными комбайнами и специализированными поточными зер-

ноочистительно - сушильными линиями, допускающими большой процент дробления и микроповреждения зерна. После молотильного устройства комбайна особенно значительные механические повреждения зерну наносят транспортирующие рабочие органы, так как зерно сои перемещается, как минимум двумя цепными и скребковым транспортером в зерноочистительной линии. В конечном итоге дробление сои доходит до 28% и микроповреждение до 55% (рис.2.1).

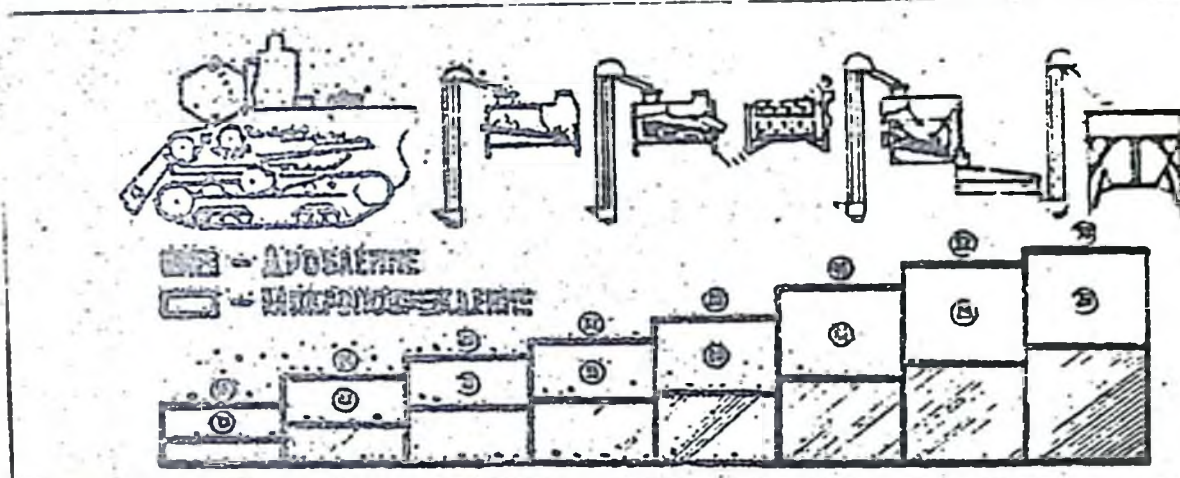


Рис. 2.1 Величина механических повреждений зерна сои на стадии уборки и послеуборочной обработки

Устойчивость зерна сои к механическим повреждениям во многом предопределяется его влажностью. При обработке семян кондиционной влажности 14% отмечается минимум повреждений. Механические повреждения увеличиваются при обработке, как сухих ($W = 8\%$), так и влажных семян ($W = 18\%$), однако характер повреждений меняется. Сухие семена от удара и заземления раскалываются и наблюдается в большей степени количество дробленых семян, с выбитым зародышем и трещиноватых. Влажные семена при нагрузке деформируются и в результате общая масса микроповрежденных переувлажненных семян состоит из плющенных зерен, зерен с внутренней трещиноватостью, вмятинами и срывом оболочки.

Прочность сои изменяется не только с изменением её влажности. Снижение температуры воздуха при уборке и обработке увеличивает хрупкость сои. Чем ниже температура воздуха в период обработки сои, тем выше процент повреждения семян транспортирующими устройствами (табл.2.1).

Таблица 2.1

Повреждение зерна сои транспортирующими рабочими органами при послеуборочной обработке (среднее за 3 года)

Температура воздуха при обработке, °С	Транспортирующее устройство	Влажность зерна сои, %	Повреждение, %	
			дробление	микрповреждение
0 - 1	шнек	15	1,38	4,5
	нория		1,4	2,75
	скребковый транспортер		1,11	2,5
-14 - 15	шнек	14	2,4	4,3
	нория		2,56	3,7
	скребковый транспортер		1,35	3,6
-25 - 26	шнек	13	3,25	4,7
	нория		5,4	4,8
	скребковый транспортер		2,65	5,2

При низкой отрицательной температуре воздуха в общей сумме поврежденных семян транспортирующими устройствами величина дробленых зерен возрастает. Микроповреждение составляет семена с выбитым зародышем и трещиноватие.

Соя на Дальнем Востоке в структуре посева занимает до 30% площади пашни. Сроки её уборки совпадают с наступлением отрицательных температур и длятся от 20 и более календарных дней, а послеуборочной обработки - более месяца. Избежать низкой влажности и понижение температур в период уборки и обработки сои невозможно. Нет замены и разрушающим сою транспортирующим устройствам. Простота конструкции, удобство эксплуатации, высокая надежность и производительность вышеперечисленных транспортеров послужили их широкому применению в комбайнах, зерноочистительных машинах и, как самостоятельное оборудование в зерноочистительной поточной линии. Все это обуславливает повышенное требование к транспортерам по сохранению качества зерна, особенно сои, имеющей низкую устойчивость к воздействию нагрузкам.

Учитывая возможность дальнейшего улучшения качественных показателей семенного и товарного зерна сои необходимы теоретические предпосылки процесса силового взаимодействия зерна с рабочей поверхностью транспортирующих устройств, научные методы расчета и проектирования их, обеспечивающие существенное снижение повреждения зерна.

3 Исследование процесса перемещения и зацепления зерна сои винтовыми и скребковыми транспортерами

Теория работы транспортирующих устройств рассмотрена в трудах В.В.Красникова [2], Г.В.Корнеева [3], М.С.Козьмина [4], А.О.Спиваковского [5], В.П.Горячкина [6], Ф.Е.Алтынбекова [7], А.Г.Бурякова [8], Л.М.Александра [9], Р.Л.Зенкова [10]. Заслуживают большого внимания исследования по теории винтовых транспортеров, опубликованные в работах А.М.Григорьева [11,12], В.П.Желтова [13,14], Ю.В.Иванова [15]. Из зарубежных работ следует отметить работы М.Стойановой [16,17], Ф.Редемчера [18,19] и др. Механико-технологические основы винтовых механизмов, технология их изготовления отражены в работах Б.М.Гевко, Р.М.Рогатынского, В.Е.Гурвича [20,21].

В вышеуказанных работах рассмотрены вопросы производительности, энергоемкости. Определены предельные режимы и параметры транспортеров (шаг, угол наклона, угол подъема винтовой линии, коэффициент заполнения, производительность, критические радиусы, скорость перемещения, частота вращения, коэффициент концентрации зерновоздушной смеси). Составлены и решены дифференциальные уравнения движения материальной точки применительно к горизонтальному, наклонному и вертикальному винтовому транспортеру.

Рассмотрены особенности технологии изготовления и эксплуатации норий и винтовых транспортеров. Вопросы механики гибких стержней, нитей рассмотрены в работах А.И.Лурье, Л.Д.Ландау, Е.М.Лифшица, Е.П.Попова, Н.М.Беляева [22,23,24]. Авторы рассматривают нелинейную теорию больших перемещений при изгибе тонких упругих стержней, приводят точные и приближенные решения дифференциального уравнения упругой линии.

Особенности применения эластичных материалов, сеточных изде-

лии в различных машинах, их физико-механические свойства рассмотрены в работах П.М. Гусева, С.Н. Вадльдикова, К.Г. Тополиди, Г.М. Тен [25,26,27,28,29]. Необходимо отметить, что работа щеточных изделий, в основном, рассматривается в процессе очистки хлопка, волокна текстильной и легкой промышленности, а также в подметально-уборочных и зерноочистительных машинах при взаимодействии с плоской поверхностью, когда на щеточный элемент действует только сосредоточенная приложенная по периферии нагрузка. В работах Г.М. Тен рассматривается взаимодействие зерна с эластичным обрамлением винтового транспортера.

При разработке модели взаимодействия двух тел (зерно сои - транспортирующий рабочий орган) проанализированы материалы видеоперечисленных авторов и на основе установления закономерностей удара, затаскивания, зацепления и сжатия зерна сои в рабочих органах транспортирующих устройств разработаны конструкции, механически менее воздействующие на зерно при перемещении и обеспечивающие снижение повреждения.

При нагрузках зерно сои интерпретируется упруго-пластическим телом. В результате сжатия его при зацеплении, а также при соударении о рабочие органы в контактирующихся телах возникают упругие и пластические деформации. Согласно эмпирического закона упругие деформации в зерне в процессе динамического нагружения развиваются независимо от пластических и поэтому основное усилие развивается при контакте за счет упругого деформирования.

Ввиду сложности полного описания динамического состояния транспортируемого зерна сои при его движении в бункерах, норелях, скреповых транспортерах для определения условий перемещения его, зацепления и разрушения единичных зерен и получения модели процесса взаимодействия зерна и рабочего органа, сделаем следующие допущения:

1. Сыпучий материал в виде зерна сои является однородным по всему занимаемому объему с постоянными физико-механическими свойствами.

2. Сила трения зерна сои о поверхность взаимодействия принимается пропорциональной его нормальному давлению на эту поверхность.

3. Из-за сравнительно малой скорости перемещения материала

аэродинамическое сопротивление не учитывается.

4. Перемещение элементарной частицы зерна сои в шнеке, ножи и скребковой транспортере рассматривается в режиме установившегося движения.

5. Угол отклонения абсолютной скорости от нормали одинаков для всех зерен.

6. Зерно может одновременно касаться в шнеках и стенки кожуха, и винтовой поверхности, и поверхности скребка и лобка в скребковых транспортерах.

Перемещение зерна винтовым и скребковым транспортерами происходит по принципу волочения.

Зерно сои, поступившее в шнек, испытывает силу тяжести массы mg , воздействие силы трения со стороны винта $f_1 mg$, увлекающий его во вращение, давление смежных зерен от напряженного состояния, которое равно $k f_1 mg$ (k - коэффициент пропорциональности), давление центробежной силы $m\omega^2 R$, под воздействием которой зерно смещается к кожуху. Суммарное воздействие этого комплекта сил на зерно сои приводит к проскальзыванию его по винтовой поверхности и к смещению его в осевом направлении, т.е. к транспортированию.

Зерно, вышедшее из области действия винта, попадает в конструктивно предусмотренный зазор, некапливается там, образуя пас- сажный слой. Подвижная кромка винта за счет силы трения затаскивает зерно сои определенных размеров в зазор (рис. 3.1) и при контакте увлекает его во вращательное движение. Зерно перекачивается по стенке кожуха, одновременно соприкасаясь с винтом шнека до разрушения его. Высокий коэффициент сферичности сои (0,742... 0,917) способствует ее перекачиванию в зазоре. Размеры радиуса винта шнека и зерна сои соотносятся, как 25 : 1 и более, поэтому при повороте винта шнека на 3...4° зерно сои в контакте с ним за счет влияния сил трения перекатится на 90° от первоначальной точки касания. При этом может перекачиваться с размера толщины на ширину зерна. При таком сложном вращательно-поступательном движении соя, находясь в постоянном зазоре между винтом и кожухом задевается и сжимается до размера зазора. Вариационные кривые размерной характеристики сои сорта Амурская 310 показывают, что

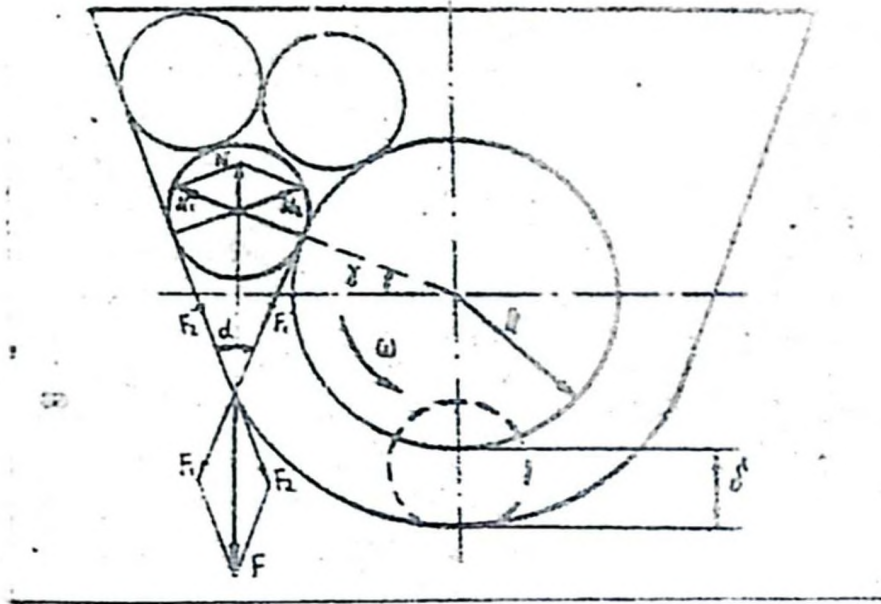


Рис.3.1 Схема сил, действующих на зерно в момент защемления его в винтовом транспортере

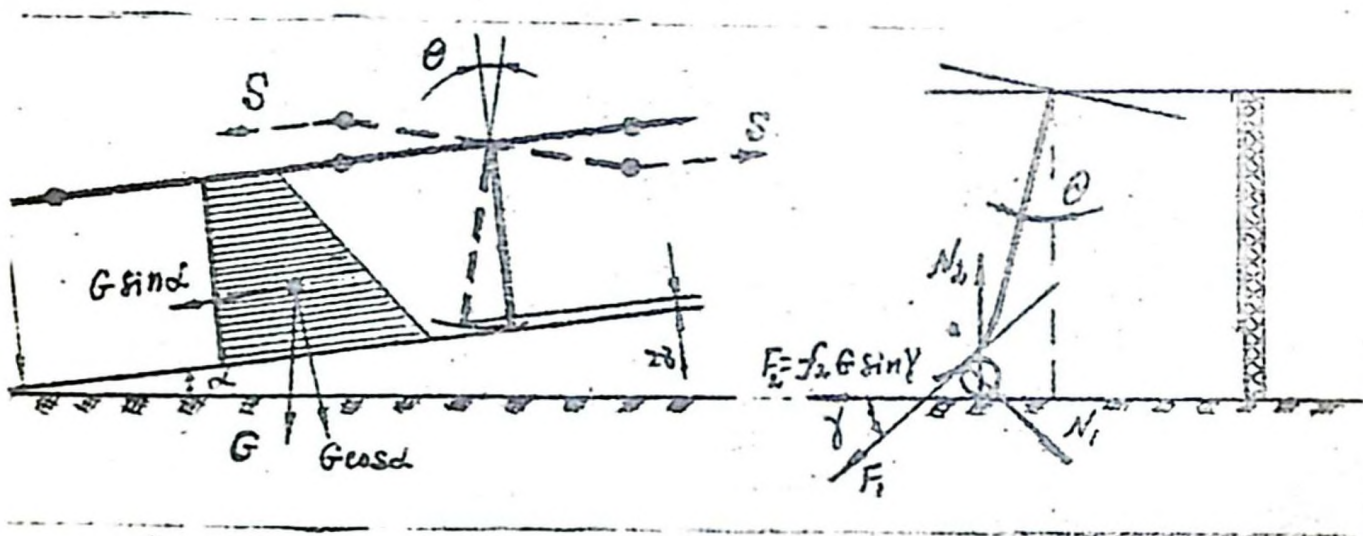


Рис.3.2 Силы, действующие на зерно при перемещении и защемлении в скребковом транспортере

при попадании в зазор между винтом и кожухом ($\delta = 5$ мм) соответствующий толщине зерна, при перекачивании оно будет сжато по ширине на $\Delta B = 0,8 \dots 1,0$ мм и по длине $\Delta L = 1,2 \dots 1,4$ мм. А так как модуль упругости зерна сои намного меньше металлического винта лнека, то они, как показывают диаграммы сжатия зерна сои будут разрушаться.

В скребковом транспортере в защемление зерно сои затягивается при отклонении скребка от перпендикулярного положения к направлению движения цепи (предусмотренное конструктивно) за счет силы сопротивления передвижению всей массы зерна единичной порции скребка, а также за счет силы трения зерна о желоб, направленной противоположно его волочению (рис. 3.2).

Возможность защемления зерна сои появляется при условии:

Предполагаем, что в зажатом состоянии зерно на какое-то мгновение неподвижно в зазоре относительно лнека и кожуха винтового транспортера, скребка и желоба скребкового транспортера, поэтому сумма прекий сил, действующих на зерно на ось OX и OY должна быть равна нулю:

$$P_x = N_1 + N_2 \cos \alpha - F_2 \sin \alpha = 0 \quad (3.1)$$

$$P_y = -F_1 - F_2 \cos \alpha + N_2 \sin \alpha = 0 \quad (3.2)$$

$$P_x = -N_1 + N_2 \cos \beta + F_2 \sin \beta = 0 \quad (3.3)$$

$$P_y = F_1 + F_2 \cos \beta - N_2 \sin \beta = 0 \quad (3.4)$$

где N_1, N_2 - результирующие нормальных сил;
 $F_1 = f_1 N_1, F_2 = f_2 N_2$ - результирующие сил трения;
 f_1, f_2 - фактические коэффициенты трения в местах контакта.

Подставим в равенство значение сил трения, умножив обе части на f_1 , почленно вычитая и сократив на N_2 и разделив на $\cos \alpha$ окончательно получим:

$$\operatorname{tg} \alpha(\beta) = \frac{f_1 + f_2}{1 - f_1 f_2} \quad (3.5)$$

Равенство связывает угол заземления с коэффициентом трения в заземленном состоянии.

Проведенный анализ показывает, что затягивание и заземление зерна сои между винтом и коухом, скребком и желобом определяется соответствием величины зазора размерам зерна, а также трением между рабочими поверхностями транспортирующих устройств и зерном сои.

Вероятность заземления зерна сои, связанная с величиной зазора и размерной характеристикой зерна сои запишется:

$$f(l) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(l-m)^2}{2\sigma^2}\right] \quad (3.6)$$

где m и σ - среднее значение размера и среднеквадратическое его отклонение, определяемые из результатов математической обработки замеров длины, толщины и ширины зерна сои.

Плотности вероятности соответствует следующая функция распределения:

$$\Phi(z, m, \sigma^2) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^z \exp\left[-\frac{(l-m)^2}{2\sigma^2}\right] dl \quad (3.7)$$

Вероятность заземления в интервале размеров от l_1 до l_2 определяется соотношением:

$$P(l_1 < l < l_2) = \Phi(z_2) - \Phi(z_1) \quad (3.8)$$

где $z_1 = \frac{l_1 - m}{\sigma}$; $z_2 = \frac{l_2 - m}{\sigma}$ - нормированные аргументы функции Лапласа.

Зависимость (3.8) позволяет определить вероятность заземления и механического повреждения зерна сои внемком и скребковым транспортером по их длине, толщине и ширине в зависимости от величины зазора z . Результаты её представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Вероятность заземления и механического повреждения
зерна сои в шнеке и скребковом транспортере

Величина зазора	Вероятность заземления и повреждения			полная вероятность (Σ)
	по толщине	по ширине	по длине	
5,2	0,0466	-	-	0,0466
5,4	0,0924	-	-	0,0924
5,6	0,1571	0,0252	-	0,1823
5,8	0,2295	0,0499	-	0,2794
6,0	0,2831	0,0964	-	0,3845
6,2	0,3105	0,1660	0,0609	0,5377
6,4	0,2881	0,2381	0,0863	0,6125
6,6	0,2295	0,2734	0,1151	0,6180
6,8	0,1571	0,2736	0,1616	0,5923
7,0	0,0924	0,2734	0,1894	0,5552
7,2	0,0466	0,2381	0,1915	0,4762
7,4	-	0,1660	0,1974	0,3634
7,6	-	0,0964	0,1915	0,2879
7,8	-	0,0499	0,1394	0,2293
8,0	-	0,0252	0,1616	0,1868
8,2	-	-	0,1151	0,1151
8,4	-	-	0,0863	0,1083
8,6	-	-	0,0609	0,0609
8,8	-	-	-	-

Данные таблицы 3.1 показывают, что наибольшая суммарная вероятность появляется при зазоре $X = 6,4 \dots 6,6$ мм. Большим зазорам $X > 6,2$ мм соответствует малая вероятность, которая при дальнейшей увеличении зазора принимает нулевое значение.

У шнека активный травмирующий элемент - кромка винта, у скребкового транспортера - кромка скребка.

Пользуясь формулами производительности винтового конвейера и скребкового транспортера, можно выразить количественную величину и степень повреждения зерна сои данными рабочими органами.

Величина или производительность транспортировки зерна скребковым транспортером при заземлении бура в винне

$$Q_{в.т.}^n = \frac{c d_z^2 N n \gamma \psi P(\alpha)}{60} \quad (3.9)$$

где c - длина винтовой линии по диаметру винна в пределах одного шага, мм;
 d_z - диаметр зерна сои, мм;
 N - число шагов винта ввинки;
 n - частота вращения ввинки, с^{-1} ;
 γ - объемная масса;
 ψ - коэффициент наполнения;
 $P(\alpha)$ - вероятность заземления и механического повреждения.

Для частного случая, когда величина зазора изменяется от 5 до 7 мм, при среднем диаметре зерна сои равном 3,8 мм, производительность или величина механического повреждения ввинком определяется:

$$Q_{в.т.}^n = (0,06 - 0,17) \sqrt{\pi^2 d_z^4 + 3^2} N n \gamma \psi \quad (3.10)$$

Из уравнений (3.9) и (3.10) видно, что при зазоре между кромкой спиральной части ввинки и колухом, равном средней величине размера зерна сои, величина повреждения принимает максимальное значение. Дальнейшее уменьшение и увеличение зазора снижает вероятность заземления; при зазоре между кромкой спиральной части ввинки и колухом большей величины максимального размера зерна заземление и дробление сои исключается.

Величина повреждения зерна сои при заземлении скребковым транспортером:

$$Q_{с.т.}^n = 2,36 c \gamma \psi B d_z^2 V P(\alpha) \quad (3.11)$$

где $c = 1,0 \dots 0,35$ - коэффициент, учитывающий влияние угла подъема транспортируемого зерна;
 γ - объемная масса;
 ψ - коэффициент заполнения;

β - ширина скрепки;

d_s - диаметр зерна сои;

$P(x)$ - вероятность заземления и механического повреждения;

v - скорость перемещения.

Теоретические исследования позволили установить, что при наличии большого зазора Z вероятность заземления стремится к нулю. Однако увеличенный зазор отрицательно сказывается на производительности, удельной энергоёмкости, сортовой засоренности и других качественных показателях работы винтовых и скрепковых транспортеров. Поэтому, чтобы избежать отрицательных последствий, возникающих при больших зазорах, необходимо образовавшийся зазор перекрыть эластичным материалом, который бы позволял копировать всю внутреннюю поверхность кобука и желоба. Жесткость такого материала должна быть достаточной, чтобы выдержать осевую нагрузку нижнего незахватываемого слоя зерна перемещаемого винтовым и скрепковым транспортерами. На процесс перемещения зерна, эластичное обрамление торцевой кромки винта и скрепка будет иметь положительные и отрицательные стороны. Положительная часть заключается в том, что обрамление обеспечит повышение производительности, а также позволит исключить обратную осевую и сортовую засоренность. Отрицательным моментом является увеличение мощности на транспортировании за счет трения эластичного обрамления по кобуку шнека или желобу скрепкового транспортера.

4. Конструкции транспортирующих устройств, обеспечивающих снижение повреждения зерна сои

Анализ конструкции винтовых и скрепковых транспортеров в поисках новых технических решений позволил выявить несколько тенденций, направленных на снижение механических повреждений транспортируемого зерна. С наиболее эффективным следует отнести полную замену стальных винтов и скрепок на эластичные, а также частичное обрамление наружной кромки эластичным материалом. В разных случаях используют пластмассу, резину. Однако в дальнейшем выявлено, что применение мягких материалов, типа резина, полиэтилен, капрон снижает механические повреждения только в тех случаях, когда процесс взаимодействия между рабочим органом и зерном имеет

чисто ударный характер, причем на неизменных скоростях происходит повреждение зерна и рабочего органа. А для зерна сои более опасны нагрузки, вызванные принудительным перекачиванием при заземлении или волочении, как это наблюдается в шнековых и скребковых транспортерах. В процессе заземления или волочения происходит деформация зерна и оболочки, приводящая к частичному ее сколу или разрыву, что в свою очередь снижает прочность и способствует разрушению зерна сои.

Указанный недостаток может быть устранен в винтовых и скребковых транспортерах, где спираль транспортера и пластина скребка заменены на щеточный элемент в виде набора отдельных тонких нитей (ворса).

Близкое такое решение было предложено в Японии. Щеточный шнек в виде ершика (рис. 4.1, в) был использован в качестве транспортера гранулированных капсул в медицине. Затем во Франции был предложен шнек с винтообразными гибкими сетками (рис. 4.1, б) для транспортирования хрупких материалов (кофейных зерен, таблеток). К недостаткам этих транспортеров следует отнести ограниченную производительность, повышенную энергоемкость и большую разбросанность зерна. Первый недостаток объясняется тем, что сетка крепится непосредственно к валу шнека и наибольший диаметр винта не может превышать 150 мм. Вторым и третьим — тем, что длинные пряди ворса при вращении винта создают дополнительные разбрасывающий и тормозящий эффекты. С увеличением диаметра винта для обеспечения необходимой жесткости требуется значительно увеличивать толщину щеточной спирали, что усугубляет отмеченные выше недостатки.

В какой-то степени увеличивать производительность транспортера позволяют технические решения по патентам Франции, где шнековые устройства имеют закрепленные вдоль основной спирали гибкие пряди (рис. 4.1, в, г). Недостатком данных устройств является то, что в этих шнеках фактически две спирали: стальная и из щетины, причем большая часть щетины в рабочем процессе не участвует.

Эластичное обрамление скребка в транспортерах применяют в Германии (рис. 4.1, д). Скребки имеют прямоугольную форму, а по периметру укреплено щеточное обрамление.

Результаты проведенных исследований позволили обоснованно разработать конструкции и способы изготовления винтовых и скребковых

транспортёров с эластичным щеточным обрамлением контактирующей кромки. Данные конструкции обеспечивают повышение производительности, полную выгрузку зерна и его транспортирование с высоким качеством, практически без механического повреждения.

Способы изготовления винта винтового конвейера

Наиболее прогрессивный способ изготовления стальных спиралей винтовых конвейеров - холодная прокатка. Сварку спирали с валом производят в следующем порядке: надеть на вал спираль прихватывают с одного конца, затем растягивают до полного соприкосновения внутренней её кромки с валом и прихватывают к валу по всей длине их контакта.

Данный известный прогрессивный способ изготовления стальных спиралей непригоден при изготовлении полиэтиленового винта.

Для изготовления цельного винта винтового конвейера из полиэтилена необходимого диаметра, длины и толщины винтовой ленты, разработан более простой способ, заключающийся в том, что отливают и протачивают на токарно - винторезном станке объемную полную заготовку из полимерного материала (рис.4.2) с наружным диаметром, определяемым по формуле

$$D_H = 2a + db \quad (4.1)$$

где D_H - наружный диаметр заготовки, мм;
 db - внутренний диаметр заготовки, мм;
 a - высота винта, мм.

Внутренний диаметр полимерной заготовки значительно больше диаметра вала винтового конвейера и определяется по формуле

$$db = d + \frac{Dd^\circ}{360^\circ} \quad (4.2)$$

где d - диаметр вала винта, мм;
 D - наружный диаметр винта, мм;
 d° - угол вырезки излишков заготовки из плоского листа для одного витка винта, определяемый из выражения

$$\alpha^\circ = \frac{2\pi R_1 - c}{2\pi R_1} \cdot 360^\circ \quad (4.3)$$

где $R_1 = r_1 + a$ - наружный радиус заготовки из плоского листа, мм;

$r_1 = \frac{ac}{c - c}$ - внутренний радиус заготовки из плоского листа, мм;

$c = \sqrt{\pi^2 d^2 + S^2}$ - длина винтовой линии по диаметру винта в пределах шага ,мм;

$c = \sqrt{\pi^2 d^2 + S^2}$ - длина винтовой линии по диаметру вала винта в пределах шага ,мм;

S - шаг винта, мм.

Токарно-винторезный станок настраивают на прямоугольную резьбу с шагом, обеспечивающим необходимую толщину винта с учетом ширины режущей кромки резца.

Толщина винтовой части шнека зависит от упругих свойств полимера. Например, для винта шнека из полиэтилена марки ВД, диаметром 160 мм, предназначенного для транспортирования зерна, необходимая толщина винта составляет 9-10 мм, достаточная толщина резца 5 мм. тогда шаг прямоугольной резьбы по ГОСТ может быть выбран 14 мм.

Объемную полимерную заготовку (рис.4.2 а) закрепляют в патроне станка и прямоугольным резцом на всю глубину нарезают прямоугольную резьбу. Готовую спираль винта (рис.4.2,б) нагревают в воде с температурой 80 - 90°C. Нагретую спираль винта растягивают (рис.4.2,в) и закрепляют на валу винтового конвейера болтами. первый и последний витки на выступах вала (рис.4.2,г).

За счет замены стального винта цельным винтом из полиэтилена снижается металлоемкость, при эксплуатации энергоемкость, при транспортировании зерна сила удара и коэффициент трения при взаимодействии с зерном, однако защемление зерна не исключается, поэтому разработан винтовой конвейер, винт которого изготавливают из полиэтилена со щеточным обрамлением (рис.4.3).

Способ изготовления полиэтиленового винта винтового конвейера с эластичным обрамлением отличается тем, что наружную кромку полиэтиленовой винтовой ленты перпендикулярно по центру протягивают

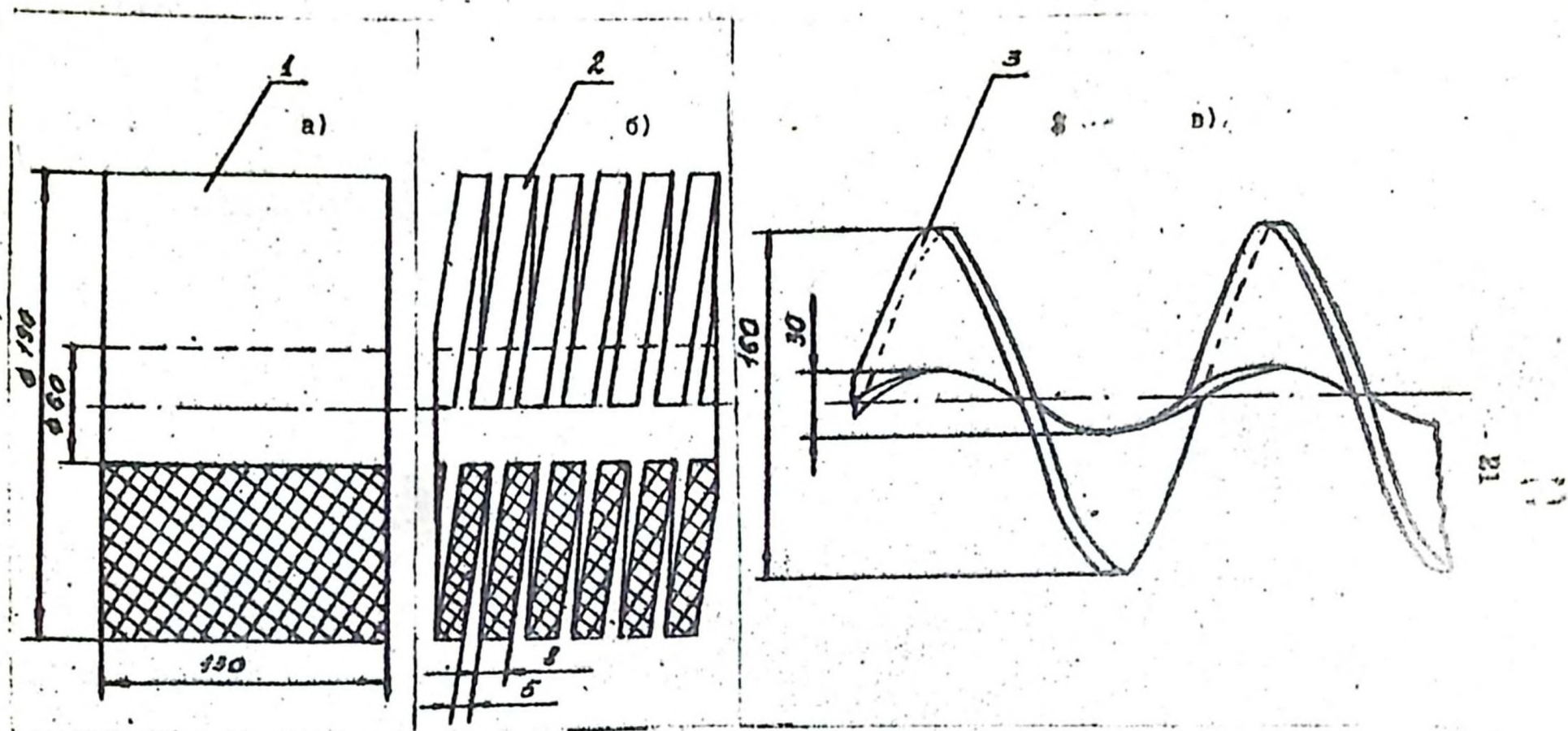


Рис. 4.2 Изготовление полиэтиленового ящика шнека

1 - заготовка; 2 - проточенная заготовка; 3 - развертка

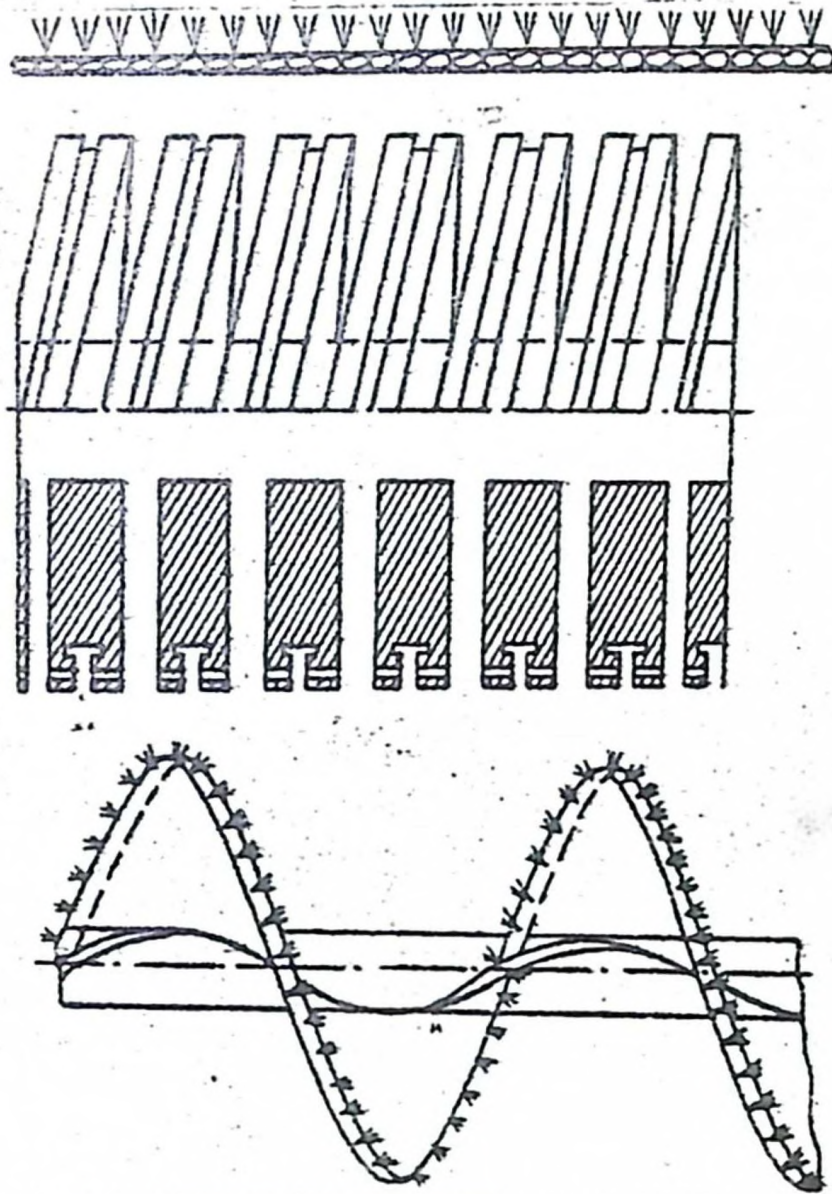


Рис. 4.3 Изготовление полиэтиленового винта шнека со щеточным обрамлением

а - закрепленное обрамление; б - спираль винта;
 в - полиэтиленовый шнек с обрамлением

для образования T - образного паза на глубину, достаточную для крепления щеточного обрамления (рис. 4.3, б). Щеточное обрамление, состоящее из пучков капроновых нитей диаметром 1 - 2 мм, закрепленных в капроновом шпате (рис. 4.3, а), вклидывается в T - образный паз винтовой ленты и закрепляется прошиванием боковых стенок паза. Затем винтовую ленту нагревают и растягивают на валу, закрепляя первый и последний виток.

В данном техническом решении диаметр винта винтового конвейера с эластичным обрамлением на 1 - 2 мм больше внутреннего диаметра кожуха, и винтовой конвейер перемещает зерно сои не разрушая его торцевой кромкой винта, и осуществляет полезную выгрузку перемещаемого зерна.

Винтовой конвейер из полиэтилена с обрамлением нижней кромки обеспечивает надежность технологического процесса в машинах предназначенных для послепосевочной обработки зерна. В комбайнах предпочтительнее использовать конструкцию винтовых конвейеров из металлических винтов со щеточным обрамлением кромки (рис. 4.4). Металлический винтовой конвейер со щеточным обрамлением включает вал с закрепленной на нем своей внутренней кромкой винтовой спиралью, которая по наружной кромке выполнена с равновеликими надрезами (рис. 4.4, б), поочередно отогнутыми в противоположные стороны с образованием полуцилиндрических поверхностей ребер. Кромки поочередно отогнутых ребер выполнены закругленными. На наружной кромке, по всей длине спирали, закреплен щеточный элемент (рис. 4.4, а). Дополнительное крепление щеточного элемента осуществляют укладкой внутри прошитого на ткани щеточного элемента проволоки или троса (рис. 4.4, в) диаметром 4-5 мм и закреплением их на первом и последнем витке.

Рабочие органы скребкового конвейера

В целях улучшения качества семян и товарного зерна, для самопередвижных зернопогрузчиков типа ЗПС - 100А, ЗМ - 60 и зерноочистительных машин ОВП - 20, разработаны скребки новой конструкции (рис. 4.5, 4.6).

Рабочий орган скребкового транспортера (рис. 4, 5) включает тяговую цепь и скребки, каждый из которых содержит соединенную с

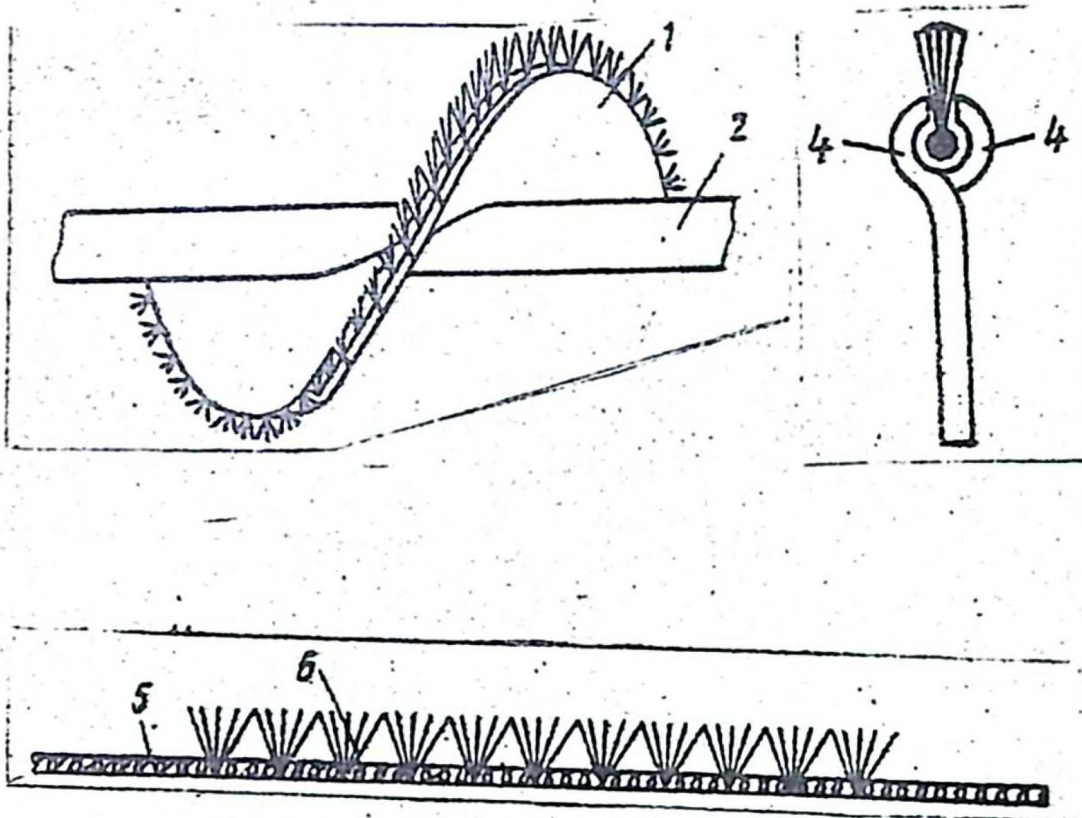


Рис. 4.4 Изготовление металлического винта шнека со
 щеточным обрамлением
 а - металлический винт с обрамлением; б - закрепленное
 обрамление

в тяговой цепи: пластину и расположенные перпендикулярно к соответствующей пластине две боковины. Боковины в торцевой части выполнены округленными (рис. 4.5, в) таким образом, что образуют часть боковой поверхности круглого цилиндра. Боковины являются концевыми частями пластины, отогнуты в направлении перемещения транспортируемого материала и связаны между собой посредством перемычки цилиндрической формы (рис. 4.5, б), которая расположена ниже тяговой цепи. Соединение пластины каждого скребка с тяговой цепью осуществляется с помощью прижимной планки.

По периметру нижнего торца пластины закреплено щеточное обрамление, позволяющее очищать поверхность площадки или влоба.

При перемещении пластины скребка 3 (рис. 4.5), жестко закрепленной с помощью прижимной планки 4 к проушинам 2 цепи 1, объемная поверхность скребка 3 захватывает и перемещает сыпучий материал. Захватываемый объем сыпучего материала удерживается от высыпания боковинами 5. Щетка 7 торцевой части пластины подметает желоб конвейера, оставляя за собой чистую площадку. Цилиндрическая перемычка 6 сдерживает боковины 5 скребка от расклинивания при движении переполненного скребка.

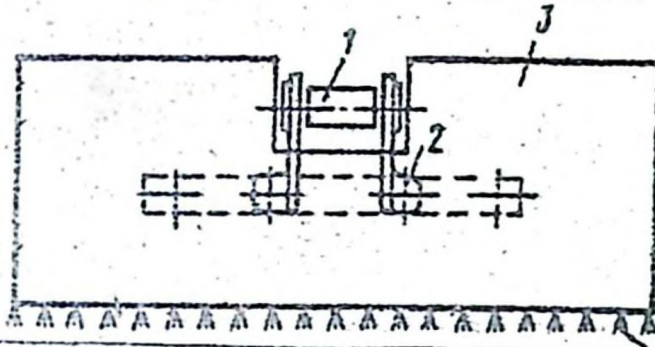
Другой рабочий орган скребкового конвейера (рис. 4.6) содержит также пластину - скребок, изогнутую в вертикальной плоскости. В поперечном сечении пластина-скребок выполнена в виде полукольца, края которого имеют отогнутые участки, расположенные перпендикулярно к направлению движения рабочего органа, по нижнему краю скребка закреплено щеточное обрамление.

В процессе транспортирования насыпной груз занимает объем полукольцевой изогнутой части скребка и дополнительно перед ним за счет отогнутых участков объем, который можно принять за призму с основанием в виде прямоугольной трапеции, т.е. дополнительно тот объем, который перемещает прямоугольный скребок.

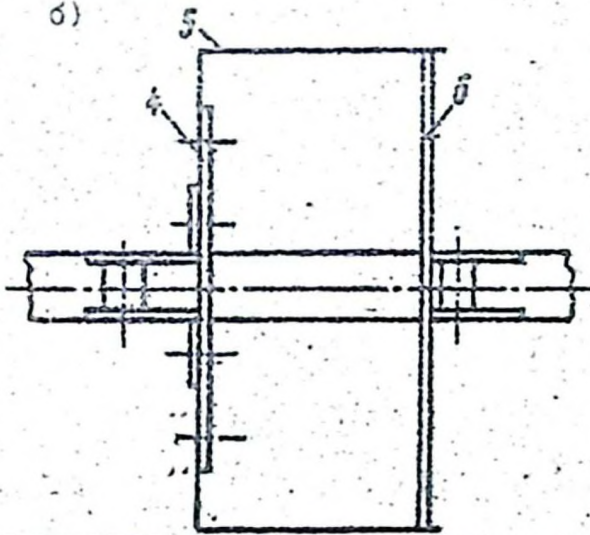
Коэффициент повышения производительности предлагаемого рабочего органа скребкового транспортера по сравнению с базовым скребком определяется из выражения:

$$\dot{k}_V = \frac{V_k}{V_b} = \frac{\frac{\pi^2 k^2 k^3}{6} + (1+k_1) h^3 k}{(1+k_1) k h^3} \quad (4.4)$$

а)



б)



в)

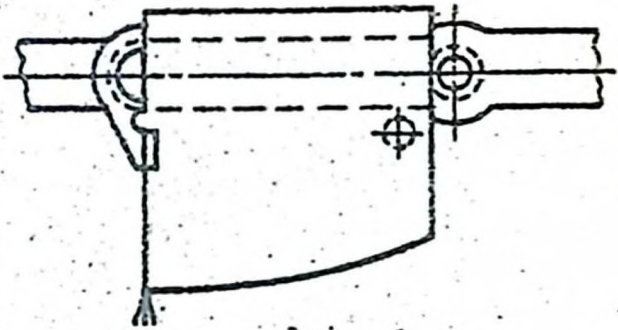


Рис. 4.5 Объемный рабочий орган скребкового транспортера со щеточным обрамлением

1 - цепь; 2 - кронштейн крепления скребка к цепи; 3 - скребок; 4 - пластина; 5 - боковина; 6 - перемычка

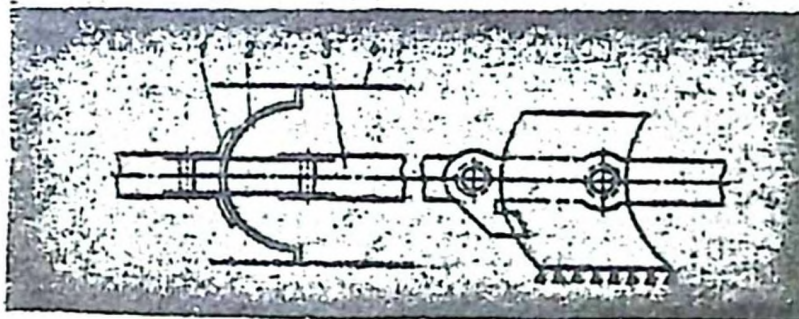


Рис. 4.6 Новый рабочий орган скребкового транспортера:

1 - прижимная пластина; 2 - скребок; 3 - цепь;
4 - щелоб

где V_n - объем единичной порции, перемещаемой новым скребком;
 V_0 - объем единичной порции, перемещаемый базовым скребком;
 h - высота скребка;
 k - коэффициент, учитывающий влияние массы груза.

Для зерновых материалов значение $\alpha = 27^\circ$, тогда $k = 1...3$ и ширина скребка B связана с его высотой h выражением $B = kh$. При $k = 2...4$ коэффициент превышения производительности k_v будет равен 1,4. Таким образом, за счет новой формы рабочего органа скребкового транспортера расчетный объем каждой порции перемещаемого сыпучего груза увеличивается в 1,4 раза или на 40%.

Применение новых скребков в зернопогрузчике ЗПС - 100А позволяет повысить производительность на 40%, снизить удельную энергоемкость на 28,5% и затраты труда на 30%, при этом повысить качество перемещаемого зерна.

5. Осевая нагрузка на поверхность эластичного обрамления.

Теоретически установлено, что для полного исключения защемления и снижения механического повреждения зерна сои, при транспортировании его шнеком и скребковым транспортером, необходимо увеличить зазор между кромкой винта и кокуха, скребка и влоба до 15-20 мм.

Для перекрытия зазора в шнеке и скребковом транспортере, эффективно использовать эластичное обрамление кромки винта и скребка сеткой. Данное техническое решение, практически полностью, исключит при определенных условиях возможность разрушения зерна, обратную осыпь при наклонном перемещении. Толщина нитей обрамления, их длина и количество в пучке должны быть достаточными, чтобы выдержать нагрузку со стороны перемещаемого материала и не отклониться до критического положения, при котором будет происходить вытягивание зерна или примесей под обрамление. Даже в случае попадания зерна под обрамление оно не будет разрушено, так как величина давления обрамления на заземленное зерно будет во много раз ниже (15...20 раз) критической разрушающей нагрузки.

Для того, чтобы выдержать осевую нагрузку со стороны транспортируемого зерна и не допустить изгиба обрамления больше критического значения, необходимо иметь жесткость пучка нитей больше осевого давления транспортируемого материала. Осевое давление со стороны транспортируемого зерна создает объемная масса порций зерна по длине шага.

В установившемся режиме работы шнека, величина элементарного усилия на эластичное обрамление уравнивается нормальной реакцией на его поверхность.

$$P - N_{\perp} = 0 \quad (5.1)$$

где P - элементарное усилие на эластичное обрамление, оказываемое зерном на радиусе r .

При вращении шнека с угловой скоростью ω_0 элементарные частицы зерновой массы перемещаются из положения A в положение A_1 (рис. 5.1). Уравнения равновесия единичных зерен в их сложном движении будут следующими:

$$\sum X = N_2 - mg \sin \gamma \cos \alpha - \frac{m V_{\text{оср}}^2}{r} = 0 \quad (5.2)$$

$$\sum Y = f_2 N_2 \cos(\alpha + \beta) - f_1 N_2 - mg \cos \gamma \sin \alpha \cos \alpha + mg \sin \gamma \sin \alpha \cos \alpha = 0 \quad (5.3)$$

$$\sum Z = N_1 - mg \cos \gamma \cos \alpha - f_2 N_2 \sin(\alpha + \beta) - mg \sin \gamma \sin \alpha \sin \alpha = 0 \quad (5.4)$$

где f_1, f_2 - коэффициенты трения единичных зерен в движении о поверхность эластичного обрамления и о поверхность кожуха

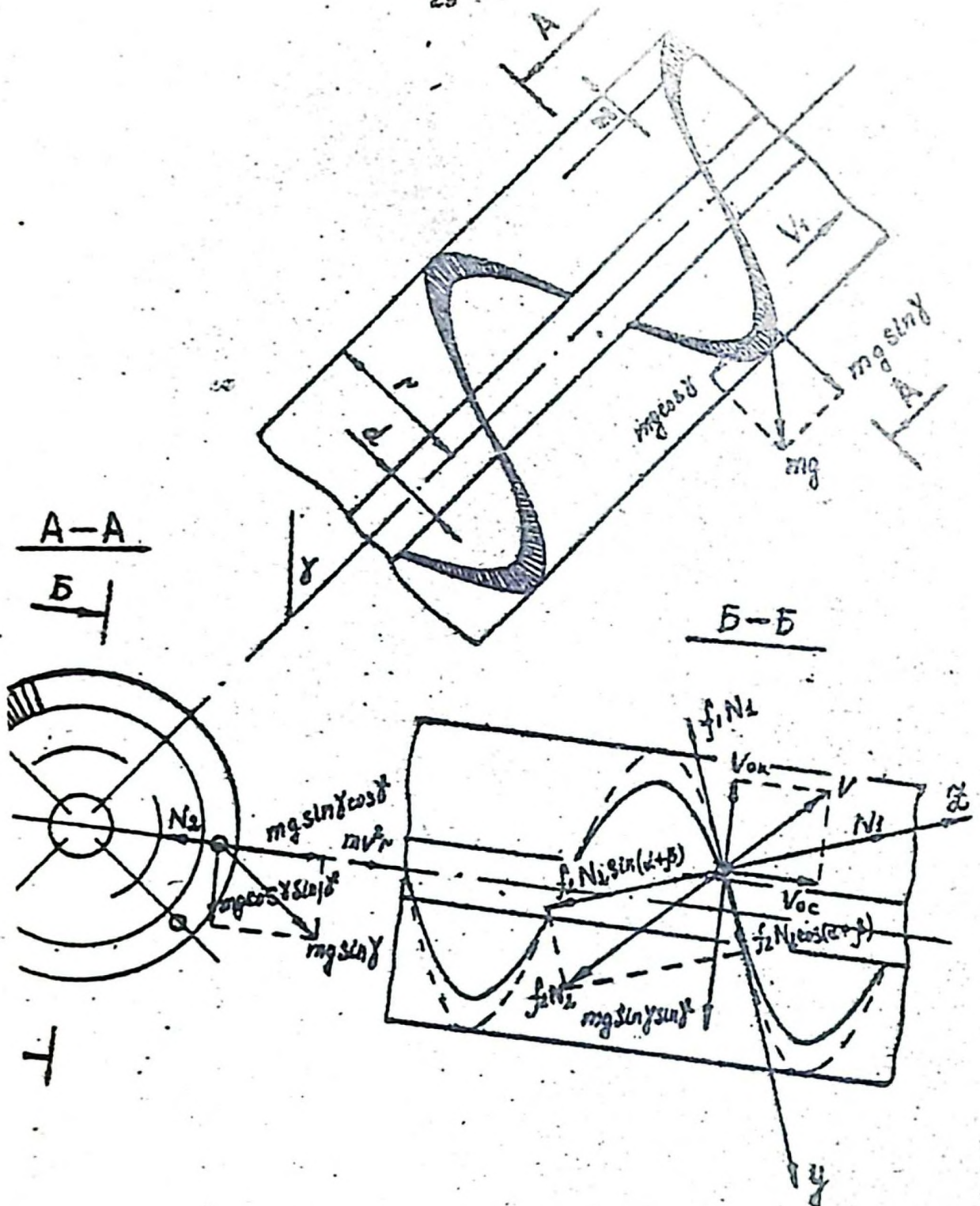


Рис. 5.1. Силы, действующие на единичное зерно соли при подъеме в наклонном шнеке

$$f_1 = \operatorname{tg} \varphi_1 ; f_2 = \operatorname{tg} \varphi_2 \quad (5.5)$$

- $\varphi_1 = \varphi_2$ - углы трения единичных зерен о поверхность эластичного обрамления и о поверхность кожуха;
 N_1 - нормальная реакция поверхности эластичного обрамления;
 N_2 - нормальная реакция кожуха;
 m - масса единичного зерна;
 g - ускорение свободного падения;
 δ - угол наклона оси вала к вертикали;
 β - угол поворота единичного зерна в сторону вращения шнека;
 $V_{\text{ос}}$ - касательная составляющая абсолютной скорости, характеризующая окружную скорость частицы;
 r - радиус шнека по наружной кромке эластичного обрамления;
 α - угол подъема винтовой линии по наружной кромке;

$$\alpha = \frac{\operatorname{arctg} S}{2\pi r} \quad (5.6)$$

- S - шаг винта;
 β - угол между векторами окружной \vec{v} и абсолютной \vec{v} скоростей зерна.

Оси координат расположены следующим образом:

ось X - по линии действия центробежных сил; Y - касательно-винтовой поверхности; Z - по нормальной реакции поверхности эластичного обрамления.

Силы в плоскости XY направлены вдоль эластичного обрамления и изгибающего момента на него не оказывают. Силовое воздействие на поверхность обрамления будет со стороны тех сил, проекции которых ложатся на ось Z .

Из уравнений (5.2) и (5.4) находим

$$P = N_1 = mg \cos \gamma \cos \alpha + f_2 N_2 \sin (\alpha + \beta) + mg \sin \gamma \sin \beta \sin \alpha \quad (5.7)$$

Значение N_2 находим из уравнения (5.2) и подставляя его в выражение (5.7), получаем

$$P = mg \cos \gamma \cos \alpha + f_2 \left(mg \sin \gamma \cos \gamma + \frac{v \cdot V_{\text{окр}}}{r} \right) \sin(\alpha + \beta) + mg \sin \gamma \sin \gamma \sin \alpha \quad (5.8)$$

Значение окружной скорости частиц $V_{\text{окр}}$ и угла β определяются из векторной диаграммы скоростей с учетом теоретической осевой скорости шнека $V_{\text{ос}}$, которая характеризуется конструктивными параметрами транспортера:

$$V_{\text{ос}} = S n = 2 \pi r n \operatorname{tg} \alpha \quad (5.9)$$

$$V_{\text{окр}} = 2 \pi r n \xi V_{\text{ос}} \operatorname{tg} \alpha \quad (5.10)$$

$$\beta = 90 - (\alpha + \gamma + \varphi_1) \quad (5.11)$$

где n - частота вращения шнека;
 $\xi V_{\text{окр}}$ - коэффициент окружной скорости;

$$\xi V_{\text{окр}} = \frac{\sin(\alpha + \gamma + \varphi_1) \cos(\alpha + \gamma)}{\cos \varphi_1} \quad (5.12)$$

После подстановки параметров (5.10), (5.11) в выражение (5.3) получим окончательное значение элементарного усилия на аластичное обрамление

$$P = mg \cos \gamma \cos \alpha + f_2 \left(mg \sin \gamma \cos \gamma + 4 \pi n^2 r^2 \xi^2 V_{\text{окр}} \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \right) \cos(\alpha + \varphi_1) + mg \sin \gamma \sin \gamma \sin \alpha \quad (5.13)$$

Неизвестное значение угла поворота единичных зерен в сторону шнека γ определяется согласно теории винтового конвейера [8,9], для горизонтального шнека

$$\gamma^r = \operatorname{arctg} [f_2 \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1)] \quad (5.14)$$

для наклонного шнека

$$\gamma'' = \gamma' + \arcsin[\operatorname{tg} \theta \operatorname{tg} (\alpha + \varphi) \cos \gamma'] \quad (5.15)$$

где $\theta = 90 - \gamma$ - угол наклона оси шнека к горизонтали.

Для определения суммарной поперечной силы P , действующей на элементарный участок щеточного обрамления в пределах шага S , необходимо в выражении (5.13) заменить массу единичного зерна на действующую объемную массу зерна, перемещаемую шнеком по длине одного шага.

Вес элементарной частицы можно представить как произведение элементарного объема частицы dV , умноженный на коэффициент ее объемной массы φ , тогда:

$$mg = dV\varphi \quad (5.16)$$

Действительный объем зерна, перемещаемый шнеком, можно определить путем интегрирования единичного объема, перемещаемого винтом радиуса R в пределах его шага S .

Пользуясь вычислением криволинейного интеграла, определим действительный объем зерна, перемещаемый шнеком по длине одного шага (рис. 5.2).

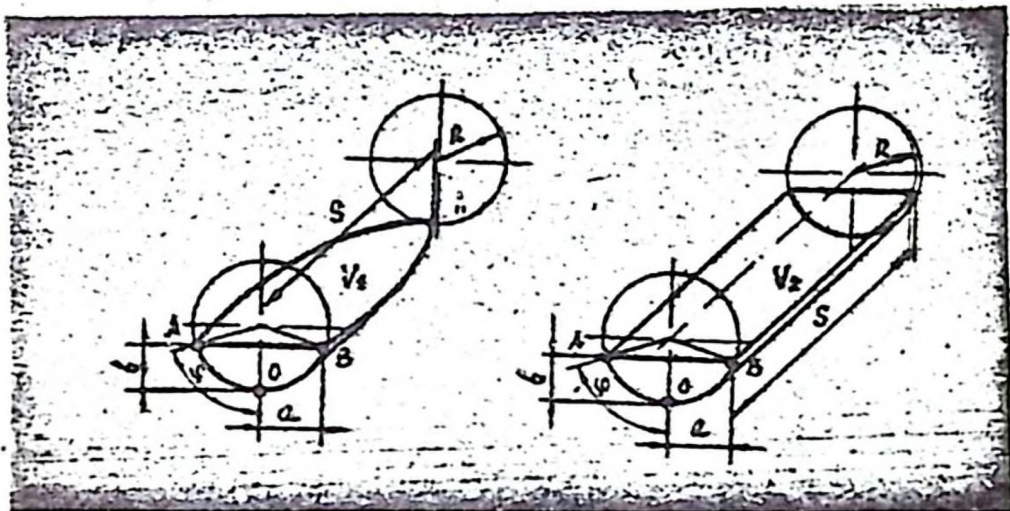


Рис. 5.2 К определению объема зерна, перемещаемого шнеком

Выразив криволинейный участок сегмента АОВ параметрическими уравнениями:

$$X = R \sin \varphi ; \quad y = R \cos \varphi \quad (5.17)$$

и произведя интегрирование:

$$V = 2S \left[\int_0^{\frac{R \sin \varphi}{2}} \sqrt{R^2 - x^2} dx \right] \quad (5.18)$$

получим:

$$V_1 = \frac{R^2}{2} \left(2\pi \frac{\varphi}{180} - \sin 2\varphi \right) S \quad (5.19)$$

При $\varphi = 180^\circ$ объем равен

$$V_1 = 0,167 D^2 S ; \quad V_2 = 0,393 D^2 S \quad (5.20)$$

Суммарная поперечная сила, действующая на обрамление шнека с учетом выражения (5.20) будет иметь вид:

$$P = 0,393 D^2 S \varphi \left[\cos \gamma \cos \alpha + f_2 \left(\sin \gamma \cos \gamma + 4 \pi n^2 \frac{D^2}{2} V_{\varphi}^2 + \right. \right. \\ \left. \left. + t g^2 \alpha \right) \cdot \cos (\alpha + \varphi_1) + \sin \gamma \sin \gamma \sin \alpha \right] \quad (5.21)$$

Условие устойчивой работы скребка скребкового транспортера обеспечивается натяжением цепи, в уравнение равновесия выразится:

$$G \sin \alpha \cdot h \cos \theta + f_2 G \cos \alpha \cdot h \cos \theta = S_{\min} t \sin \theta \quad (5.22)$$

где $\theta = 2 \dots 3^\circ$ - угол отклонения скребка (рис. 3.2);
 h - высота скребка;
 t - шаг цепи.

Пользуясь принятыми обозначениями, определим объем порции, перемещаемой одним скребком, при $l = l_1 + h \operatorname{ctg} \varphi$

$$l = \left(l_1 + \frac{k \operatorname{ctg} \varphi}{2} \right) k B \quad (5.23)$$

Практика эксплуатации и эксперименты показывают, что угол обрушения осыпания φ , транспортируемого материала при движении на 5...10% меньше угла естественного откоса этого материала, находящегося в покое. Для сои значение $\varphi = 21^\circ$, тогда

$l = l_1 + k h$ и объем порции станет:

$$V = (l + h) k B \quad (5.24)$$

Подставив сюда $l_1 = k_1 h$ где $k_1 = 1 - 3$ получим:

$$l = 3k^2 B \quad (5.25)$$

и соответственно вес порции зерна, перемещаемого скребком будет равен:

$$G = 3k^2 B \gamma \quad (5.26)$$

Усилие перемещения с учетом веса объемной порции скребка и скорости его передвижения будет иметь следующий вид:

$$S_{min} = \frac{3k^2 B \gamma (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha) v}{t \operatorname{tg} \theta} \quad (5.27)$$

В связи с тем, что нагрузка на обрамление распределяется неравномерно, то для определения крутящего момента, возникающего в месте крепления обрамления, необходимо найти центр тяжести эпюры этой нагрузки. Тогда распределенную нагрузку (рис. 5.3.а), можно будет заменить на сосредоточенную F (рис. 5.3.б), приложенную в центре тяжести, или на сосредоточенную P_x (рис. 5.3.а), приложенную к краю обрамления (пучка).

Координата центра тяжести X_y фигуры в виде прямоугольной трапеции (см. рис. 5.3.а) равна

$$X_y = \frac{l(2g + g_c)}{3(g + g_c)} \quad (5.28)$$

где q, q_c - распределенная нагрузка на обрамление, соответственно на радиусах r и r_c ;
 r_c - радиус шнека по наружной кромке стальной спирали.
 Значения q и q_c определяются при помощи уравнений

$$q = \frac{P_f(r)}{L_s} \quad ; \quad q_c = \frac{P_f(r_c)}{L_s} \quad (5.29)$$

где $P_f(r), P_f(r_c)$ - суммарная поперечная сила на эластичное обрамление витка на радиусах r и r_c .

После решения уравнения (5.28) для шнеков диаметром от 100 до 300 мм, и скребковых транспортеров с высотой скребка 100...150 мм при $l = 20, \dots, 25$ мм значение координаты $x_{ц}$ составило

$$x_{ц} = 0,525 l \quad (5.30)$$

Зная координату центра тяжести опоры нагрузки, найдем значение крутящего момента $M_{кр}$ для трех случаев, изображенных на рис.

$$a) \quad M_{кр} = q_0 l x_{ц} \quad (5.31)$$

$$б) \quad M_{кр} = P x_{ц} \quad (5.32)$$

$$в) \quad M_{кр} = P x_{ц} \quad (5.33)$$

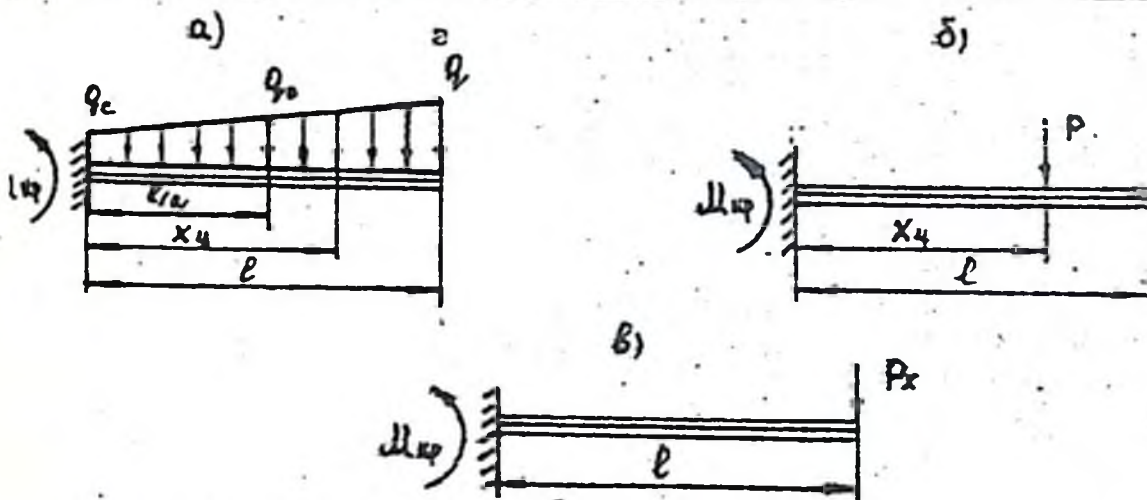


Рис. 5.3 К определению зависимости между распределенной и сосредоточенной нагрузками на поверхность эластичного обрамления

Из уравнений (5.31, 5.32, 5.33) получаем следующую зависимость

$$M_{кр} = q_0 \cdot l \cdot l_s = P_{кр} \cdot l = P \cdot l \tag{5.34}$$

Отсюда с учетом (5.25) получим следующие выражения:

$$P = q_0 \cdot l \tag{5.35}$$

$$P_x = P_{кр} / l = q_0 \cdot l_s \approx 0,525 q_0 \cdot l \tag{5.36}$$

$$q_0 = P / l \approx 1,9 P_x \tag{5.37}$$

В свою очередь, распределенная по l нагрузка q_0 , приходящаяся на длину одного витка l_s , есть не что иное, как осевая распределенная нагрузка (давление) на поверхность эластичного обрамления:

$$p = \frac{q_0}{l_s} \tag{5.38}$$

Выражение (5.38) с учетом (5.37) будет иметь следующий вид:

$$p = \frac{P}{l \cdot l_s} = \frac{1,9 P_x}{l \cdot l_s} \tag{5.39}$$

Подставив значение P и S из (5.21) и (5.27) в уравнение (5.39), получим величину осевого давления транспортируемого материала на поверхность эластичного обрамления:

а) шпéка

$$p = \frac{P}{l \cdot l_s} = 0,393 Q^2 \psi \left[\cos \gamma \cos \alpha + \frac{1}{2} (\sin \gamma \cos \gamma + 4 n^2 k^2 V_{кр} \gamma^2) \cdot \cos(\alpha + \varphi) + \sin \gamma \sin \gamma \sin \alpha \right] \cdot 10^{-5} \tag{5.40}$$

Единицы измерения величин, входящих в уравнение (5.40) следующие: $S = \text{м}^2$; $\psi = \text{м} / \text{м}^3$; $Q, r_0 = \text{м}$; $n = \text{с}^{-1}$; $q = \text{м} / \text{с}^2$; $p = \text{Н} / \text{мм}^2$

б) скребкового транспортера

$$\rho = \frac{S \sin \alpha}{L B} = \left[\frac{3.14^3 \varphi B (\sin \alpha + f_2 \cos \alpha)}{L B} \right] \cdot 10^{-6} \quad (5.41)$$

Для винтовых транспортеров с нормальным шагом ($S = S_n$) величина α - постоянна и равна:

$$\alpha = \arctg \frac{S}{\pi D} = 17.4^\circ \quad (5.42)$$

а так как величина L/B по сравнению с ρ незначительна, то можно считать, что угол подъема винтовой линии по радиусу $r_0 = r + \frac{D}{2}$ равен углу подъема винтовой линии по наружной кромке винта $\alpha' \approx \alpha$.

Тогда для определенного угла наклона винтового транспортера уравнение (5.40) будет иметь более упрощенный вид:

$$\rho_{ш}(0^\circ) = 0.393 D_0^2 S \varphi [0.09 + f_2 (0.95 + 0.1 r_0 \pi^2)] L B_s \quad (5.43)$$

$$\rho_{ш}(30^\circ) = 0.393 D_0^2 S \varphi [0.55 + f_2 (0.65 + 0.07 r_0 \pi^2)] L B_s \quad (5.44)$$

$$\rho_{ш}(45^\circ) = 0.393 D_0^2 S \varphi [0.74 + f_2 (0.53 + 0.16 r_0 \pi^2)] L B_s \quad (5.45)$$

$$\rho_{ш}(60^\circ) = 0.393 D_0^2 S \varphi [0.87 + f_2 (0.675 + 0.21 r_0 \pi^2)] L B_s \quad (5.46)$$

$$\rho_{ш}(90^\circ) = 0.393 D_0^2 S \varphi [0.95 + 0.25 f_2 r_0 \pi^2] L B_s \quad (5.47)$$

Для скребкового конвейера уравнение при $h_0 = (h + \frac{D}{2})$ аналогично имеет упрощенный вид:

$p_z(0^\circ) = \frac{57 \cdot h_0^3 B \psi f_c v}{z}$	(5.40)
$p_z(10^\circ) = \frac{10 h_0^3 B \psi v (1 + 5.67 f_c)}{z}$	(5.41)
$p_z(20^\circ) = \frac{19 h_0^3 B \psi v (1 + 2.74 f_c)}{z}$	(5.42)
$p_z(30^\circ) = \frac{23.3 h_0^3 B \psi v (1 + 1.49 f_c)}{z}$	(5.43)
$p_z(40^\circ) = \frac{27 h_0^3 B \psi v (1 + 1.19 f_c)}{z}$	(5.44)

Анализ основных уравнения (5.40) и (5.41) и зависимостей на них дополнительных (5.42-5.47) и (5.48-5.52) показывает, что величина давления на эластичное обрамление зависит от свободной длины обрамления z ($z = r + \frac{1}{2}$) и ($h_0 = h + \frac{1}{2}$); конструктивно - кинематических параметров транспортеров ($D, S, d, H, z, r, \rho, h, B$) и физико - механических свойств транспортируемого груза и материала обрамления (φ, f_c, ψ). Наибольшее влияние оказывают размеры вала, угол наклона винтового транспортера и частота его вращения (рис. 5.4, 5.5). С изменением частоты вращения вала от 2 до 10 с^{-1} давление на эластичное обрамление увеличивается в 2 раза. При частоте вращения $n = 4 \text{ с}^{-1}$ давление возрастает от 0,0158 н/мм² при диаметре вала 160 мм до 0,231 н/мм² при диаметре 300 мм, т.е. в 14,6 раз.

При изменении угла наклона винтового транспортера 0° до 45° величина осевого давления возрастает практически линейно и увеличивается примерно в 4 раза. Максимальное значение осевого давления наблюдается при угле 55° - 70° (увеличение до 5 раз), после чего давление несколько падает. Это явление объясняется тем, что с увеличением угла свыше 60° влияние центробежной силы на эластичное обрамление становится менее значительным, так как большая часть зерна за счет центробежной силы прижимается к стенке кошука и давление на поверхность обрамления уменьшается. При экстремальном транспортировании действие центробежной силы на обрамление полностью исключается. В этом случае на обрамление оказывает давление только составляющие силы тяжести груза и трения груза о поверхность кошука.

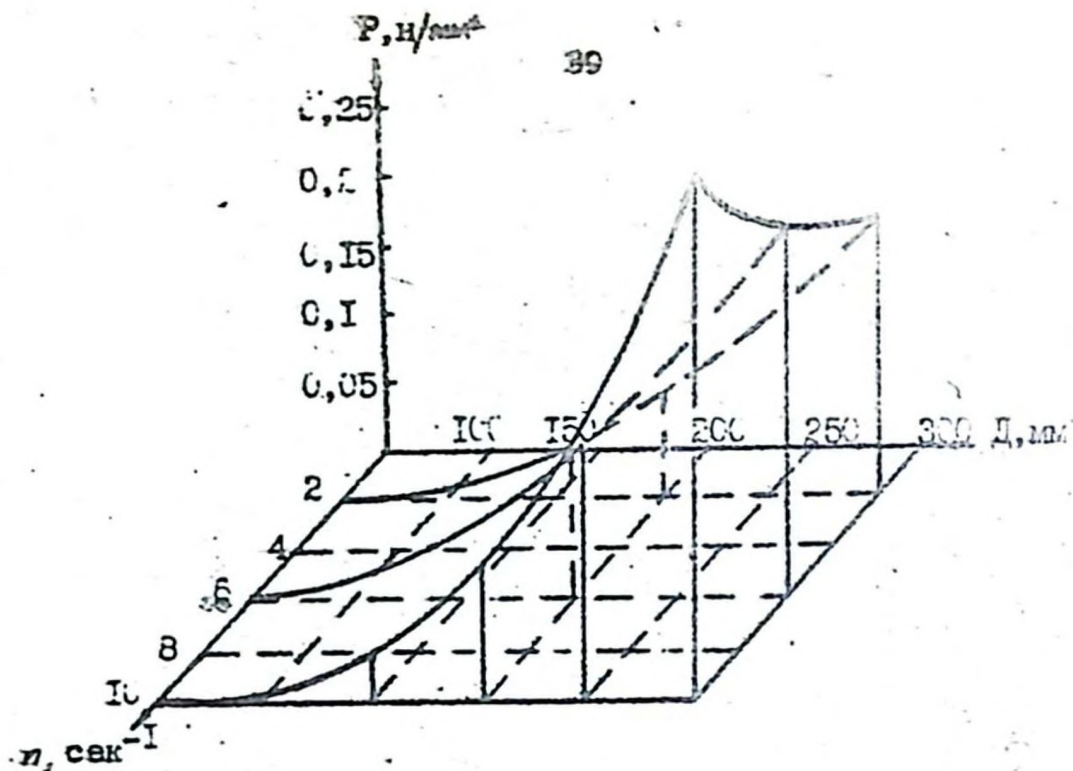


Рис. 5.4 Влияние диаметра шнека и частоты его вращения на величину осевого давления транспортируемых семян сои

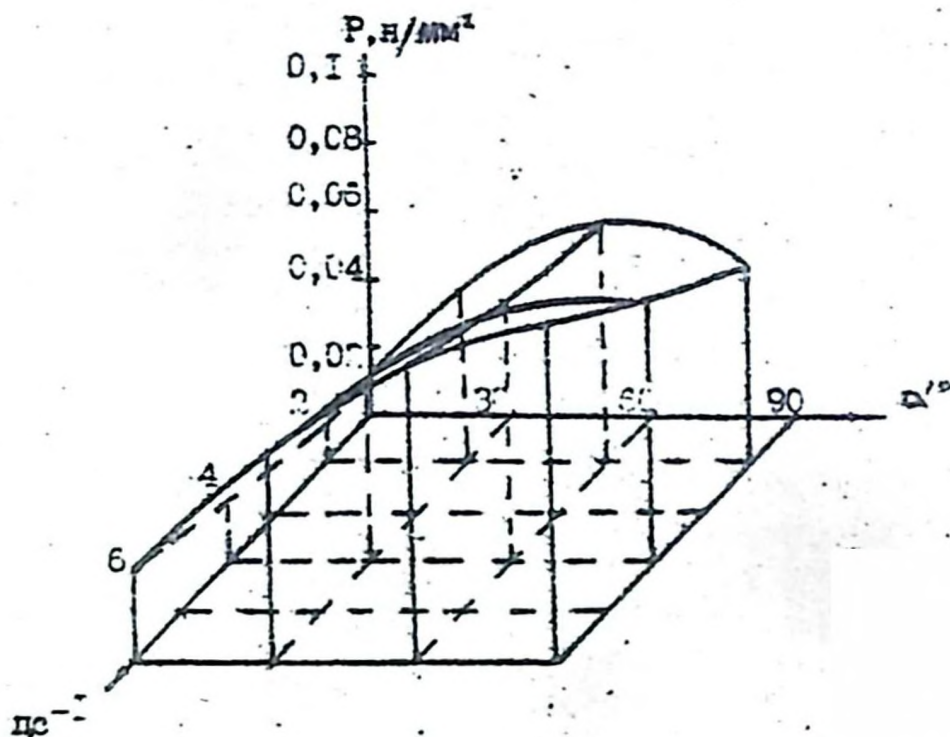


Рис. 5.5 Влияние угла наклона, частоты вращения шнека на величину осевого давления транспортируемых семян сои

В скребковом транспортере на основе аналитических выражений (5.48-5.52) видно, что величина осевого давления на обрамление нижней кромки скребка значительно зависит от объемной массы перемещаемого сыпучего груза, что напрямую связано с размерами скребка, скоростью его перемещения, коэффициента трения зерна о поверхность перемещения, расстояния между скребками и углом подъема зерна. Увеличение скорости перемещения зерна сои с 0,5 до 2 м/с загрузочным транспортером зернопогрузчика ЗПС-100А увеличивает величину осевого давления в 4 раза, а увеличение его угла подъема от 0° до 40° приводит к увеличению силы давления зерна сои на обрамление в 2,5 раза (рис. 5.6.).

Основные размеры скребков выбирают в зависимости от рода груза и его свойств, производительности транспортера и направления транспортирования. Размеры скребков для сельскохозяйственных грузов по ГОСТ 7116-64: ширина $B = 120 \dots 140$ мм и для крупносемянных культур 280...300 мм; высоту скребка при этом принимают по соотношению: $h = B : k$ где $k = 2 \dots 4$ (большее значение берут для сыпучих материалов); чем больше сопротивление перемещению, тем меньшую высоту скребка следует делать. Однако при низком скребке возможно пересыпание груза через его верхнюю кромку, что приводит к снижению производительности, дополнительной затрате энергии и истиранию груза!

Решение полученных уравнений (5.48-5.52) показывает, что увеличение ширины и соответственно высоты скребка от $B = 200$ мм, $h = 100$ мм до $B = 300$ мм, $h = 150$ мм увеличивает осевое давление зерна сои на обрамление нижней кромки скребка в 7 раз, а с увеличением угла подъема зерна сои, при этих же параметрах скребка, осевое давление зерна сои на обрамление нижней кромки скребка увеличивается в 3 раза (рис. 5.7.).

При расчете крутящего и изгибающего момента, возникающего в месте крепления обрамления к винту винтового и скребку скребкового конвейеров необходимо учитывать, что нагрузка на поверхность обрамления распределяется неравномерно - величина наибольшего давления приходится на периферийную часть. Центр тяжести эпилы нагрузки зависит в большей степени от свободной длины обрамления и в меньшей от диаметра винта и высоты скребка.

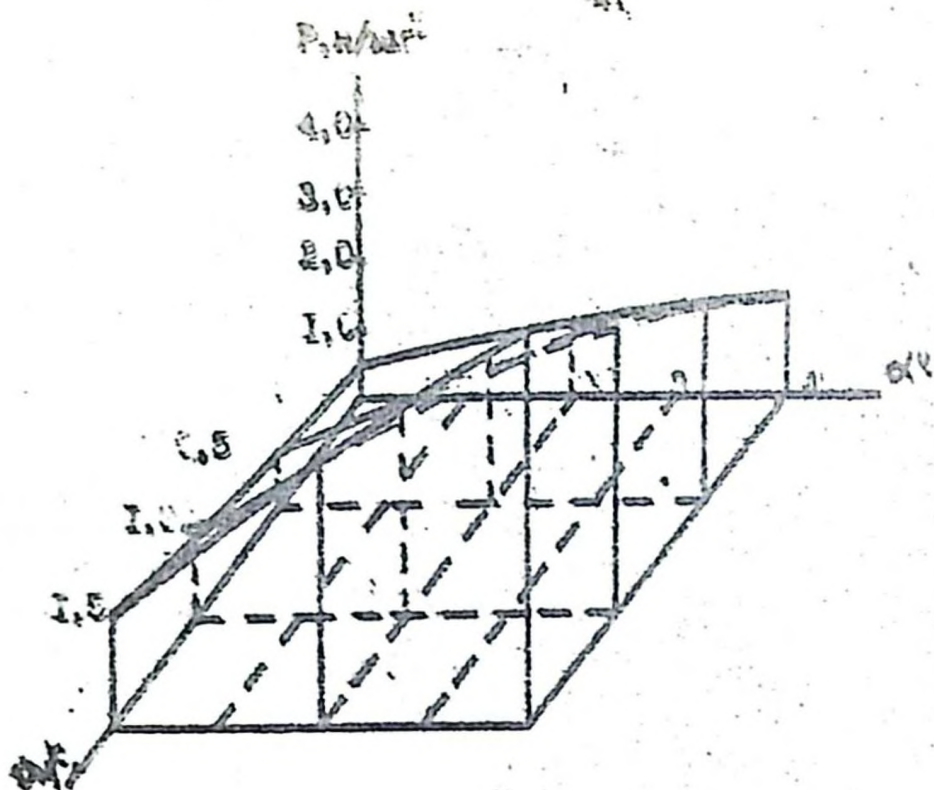


Рис. 5.6. Влияние угла подъема и скорости перемещения зерна со скребковым транспортером на величину осевого давления на обрабатываемую нижнюю кромку скребка $P, \text{N/cm}^2$.

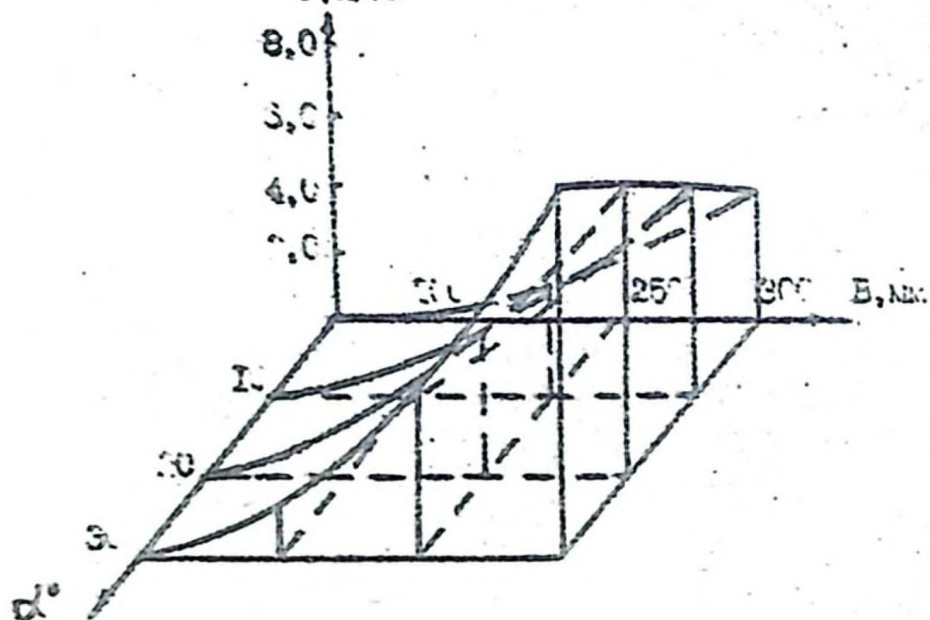


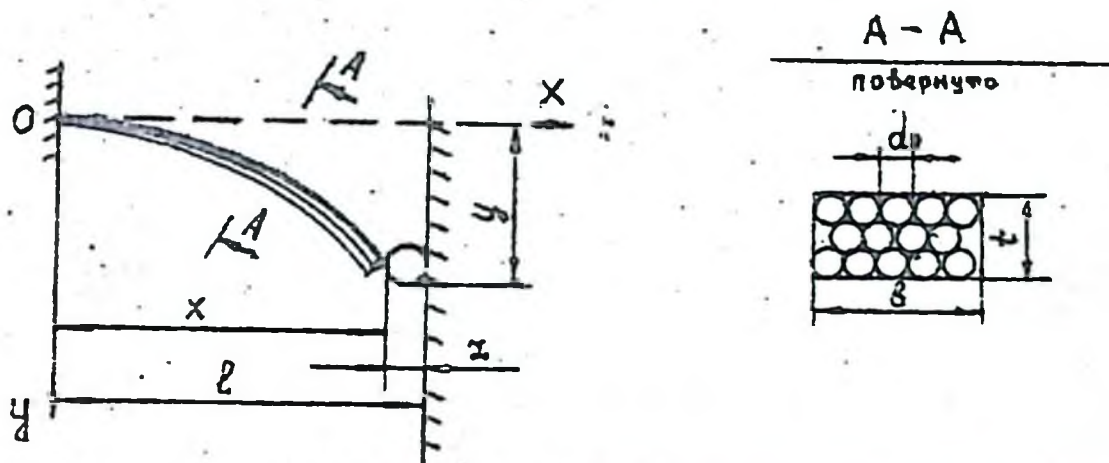
Рис. 5.7. Влияние конструктивных параметров скребка и угла перемещения зерна со скребковыми транспортерами на величину осевого давления на обрабатываемую нижнюю кромку скребка.

б. Определение толщины эластичного обрамления

Для того, чтобы выдерживать осевую нагрузку со стороны транспортируемого материала и не допустить изгиба обрамления больше критического значения, необходимо подобрать такие параметры обрамления, при которых ее относительной жесткости будет достаточно или превышать с некоторым запасом. Относительная жесткость (отношение абсолютной жесткости к длине) рассматриваемого обрамления зависит от физико-механических свойств материала и его параметров: модуль упругости, толщины, свободной длины, диаметра нитей и плотности их укладки.

При чрезмерной толщине обрамления ее отгиб исключается, одновременно исключается и вероятность затягивания зерна под обрамление. Но в этом случае необоснованно увеличиваются материалоемкость и энергозатраты на преодоление силы трения увеличенной поверхности обрамления с кожух и лоток транспортеров. При недостаточной толщине, как рассматривалось раньше, возможно отгибание обрамления больше предельного и протаскивание зерен и примесей по днуду кожуха и желоба.

Для решения поставленной задачи рассмотрим случай, когда частицы дробленого зерна сои находятся между поверхностью лотка, кожуха и участком эластичного обрамления, представленным в виде пучка с размерами $l \times b \times t$ (рис. б.1.).



распределенную нагрузку со стороны транспортируемого материала заменим на сосредоточенную P_x приложенную на край пучка. Сила P_x в процессе изгиба пучка перемещается поступательно, сохраняя перпендикулярность к первоначальной оси нити, т.е. к оси X . Изгиб пучка относительно l не достаточно велик и составляет 6...7,5% при $l = 15...20$ мм. Расчет изгибающих моментов от силы P_x с учетом небольшого перемещения z не дает большой погрешности и, поэтому основные положения линейной теории изгиба, применяемой в строительной механике и сопротивлении материалов в этом случае, оказываются справедливыми.

Запишем так называемое дифференциальное уравнение упругой линии:

$$+ \frac{\frac{d^2 y}{dx^2}}{\sqrt{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2\right]^{3/2}}} = \frac{M(x)}{EJ} \quad (6.1)$$

Для большинства практически встречающихся задач величина $\frac{dy}{dx}$, представляющая собой угол поворота сечения балки, очень малая величина, квадратом которой можно пренебречь по сравнению с единицей; тогда уравнение (6.1) упрощается:

$$+ \frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M(x)}{EJ} \quad \text{или} \quad EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = M(x) \quad (6.2)$$

Интегрируя дважды дифференциальное уравнение упругой линии, получим уравнение прогибов:

$$y = \frac{1}{EJ} \left[\int dx \int M(x) dx + Cx + D \right] \quad (6.3)$$

Момент изгибающий будет иметь вид:

$$M(x) = -P \frac{(l-x)^2}{2} \quad (6.4)$$

Жесткость упругой линии запишется:

$$EJ \frac{d^2 y}{dx^2} = - \frac{P}{2} (l-x)^2 \quad (6.5)$$

Скончателное уравнение прогиба запишется:

$$EJ y = \frac{P l^2 x^2}{24} \left[6 - 4 \frac{x}{l} + \frac{x^2}{l^2} \right] \quad (6.6)$$

Вариационные кривые изменения размеров семян сои сорта Амурская 310 и их дробленых примесей по толщине показывают, что максимальную величину зазора $\delta_{кр}$ можно допустить до 1,5...1,6 мм ($\delta_{кр} = 1,5...1,6$ мм). При величине смещения эластичного обрамления от поверхности кохуа шнека или лотка скребкового транспортера на 1,5...1,6 мм, его критическое отклонение составит 5,9 мм (Приложение 2.1). Проведя соответствующие преобразования, получим выражение жесткости обрамления:

$$EJ = \frac{P l^2}{47.2} \left[l^2 + 2,13 l + 2,18 \right] \quad (6.7)$$

С другой стороны жесткость щеточного обрамления, выраженная через количество нитей (ворсин) в пучке будет иметь вид:

$$EJ_n = EJ_n x_n k_n \quad (6.8)$$

где J_n - момент инерции одной нити; x_n - количество нитей в пучке; k_n - поправочный коэффициент жесткости, определяемый экспериментальным путем ($k_n = 0,8...0,9$).

Расчет коэффициента приведен в приложении 2.4.

Количество нитей в пучке, в зависимости от его параметров, определяется следующим выражением (расчет дан в приложении 2.5):

$$x_n = 1,15 \frac{E B}{d_n^2} k_n$$

где t - толщина пучка, соответствующая толщине обрамления;
 b - ширина пучка; d_n - диаметр нити; k_n - коэффициент плотности укладки нитей в пучке ($k_n = 0,7 \dots 0,8$)

Уравнение (6.5) с учетом (6.7), (6.8) и (6.9) будет иметь вид

$$\frac{E Y_{\text{н}} b k_n}{d_n^2} = \frac{P_x l^2}{54,5} (l^2 + 2,13l + 2,18) \quad (6.10)$$

Из уравнения (6.10) получим значение критической толщины точечного обрамления при $b = t$

$$t_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{d_n^2 P_x l^2 (l^2 + 2,13l + 2,18)}{E Y_{\text{н}} k_n}} \quad (6.11)$$

Единицы измерения величин, входящих в уравнение (6.11) приняты следующими: P_x (н/мм²), l (-мм), $t_{\text{кр}}$ (мм), d_n (мм), E (н/мм²), $Y_{\text{н}}$ (мм⁴):

Таким образом, для того чтобы выполнялось условие при котором исключается защемление зерна и примесей между отогнутой поверхностью эластичного обрамления и кокухом, лотком винтового, скребкового транспортеров, необходимо, чтобы толщина эластичного обрамления была больше, чем критическая

$$t > t_{\text{кр}} \quad (6.12)$$

Толщина обрамления:

наружной промки винта шнека с учетом уравнения (5.40) будет иметь вид:

$$t > t_{\text{кр}} = \frac{0,3932 D^2 S \psi [\cos \gamma \cos \alpha + 1,2 \sin \gamma \cos \delta + 4,77 \frac{e}{D} \sin^2 \delta \cos(\alpha + \psi)]}{E Y_{\text{н}}} \cdot \frac{d_n^2 l^2 (l^2 + 2,13l + 2,18)}{54,5}$$

нижней кромки скребка скребкового транспортера с учетом уравнения (6.4) запишется:

$$l > l_{кр} = \frac{3k^2 \varphi B (\sin \alpha + f_a \cos \alpha) \sqrt{d_k}^2 l^2 (l^2 + 2.13l + 2.10)}{l \varphi \rho E J_k b k_n k_k} \quad (6.14)$$

Толщина обрамления, равная критической, является минимально-допустимой толщиной и согласно уравнениям (6.13), (6.14) зависит, в первую очередь, от свободной длины цепи (обрамления) и диаметры нитей d_k , из которых выполнено обрамление, а также от физико-механических свойств транспортируемого зерна, упругих качеств самого материала обрамления и конструктивно - кинематических параметров винтового и скребкового транспортеров. Полученные зависимости моделируют процесс работы винтового и скребкового транспортеров с эластичным обрамлением, связывают все их конструктивные и кинематические параметры. Связь параметров осуществляется через критическую величину допустимого отклонения обрамления, при которой исключается возможность затягивания зерна и примесей под обрамление.

7. Баланс мощности винтового и скребкового транспортеров с эластичным обрамлением

Из теории винтового и скребкового транспортеров мощность на валу обычного шнека и ведущей звездочки скребковой цепи определяется зависимостями изложенными в [16]

а) мощность, расходуемая на преодоление сопротивления в процессе работы шнека, определяется следующим выражением:

$$N = \frac{K_u [(N_1 + N_2) l + N_3 + N_4]}{\eta} \quad (7.1)$$

где N_1 - мощность, затрачиваемая на трение груза о лелоб;
 N_2 - мощность, затрачиваемая на трение груза о винт;
 N_3, N_4 - мощность, затрачиваемая на преодоление трения в упорном и радиальном подшипниках;

k_{in} - коэффициент преодоления инерции при пуске;
 k - коэффициент сопротивления от перемещения груза;
 η - коэффициент полезного действия механизма привода.

б) мощность, на преодоление сопротивлений при работе скрепового транспортера, определяют по наибольшему S_{max} и наименьшему S_{es} натяжениям ветвей ведущей звездочки.

$$N = \frac{(S_{max} - S_{es})v}{1000 \eta_s \eta_n} \quad (7.2)$$

где η_s и η_n - коэффициент полезного действия ведущей звездочки и привода транспортера.

максимальное натяжение

$$S_{max} = S_{es} + S_{gmin} = S_0 + \sum W + S_{gmin} \quad (7.3)$$

При определении $S_{min} = S_0 + \sum W$ принимают $S_0 > S_{min}$
 где S_0 - усилие натяжного устройства и S_{min} - наименьшее натяжение цепи. В сумму сопротивлений $\sum W$ входят:

Сопротивление от подъема груза g , скрепов цепи g_c и роликов g_p по вертикали на высоту $H = L \sin \beta$

$$W_A = g(g + g_c + g_u + g_p)L \sin \beta \quad (7.4)$$

Сопротивление от горизонтального транспортирования скрепов и цепи на длине $L_p = L \cos \beta$:

$$W_c = g(g_c + g_u + g_p)w L \cos \beta \quad (7.5)$$

где $w = 0,12 \dots 0,25$ - коэффициент сопротивления (холостой ход).

Сопротивление от трения груза о желоб при сплошных скребках:

$$W = g g_w w_{tr} L \cos \beta \quad (7.6)$$

где $\epsilon_{\text{дв}} = 0,37 \dots 0,87$ для мускового и сапучего груза, при трении зерна о стенки до 1,1.

Значения составляющих $N_1, N_2, N_3, N_4, S_0, S_{\text{мин}}, \rho, \rho', \rho_c, \rho_p, k, \sin \beta, \cos \beta$ входящих в уравнения (7.1, 7.2, 7.3, 7.4, 7.5, 7.6) можно найти по справочнику [17] или учебнику [15]. Для шнеков и скребков с обрамленной баланс мощностью видоизменится.

Для шнекового транспортера с эластичным обрамлением баланс мощности составит

$$N_0 = \frac{k_n [(N_1 + N_2)k + N_3 + N_4 + N_5]}{\eta} \quad (7.7)$$

где N_5 - мощность, затрачиваемая на преодоление силы трения эластичного обрамления о кожу транспортера.

Для скребкового транспортера соответственно ρ_c видоизменяется на ρ_c' - сопротивление скребков со щеточным обрамлением будет иным по сравнению с другими эластичными прокладками скребка.

Для случая, когда эластичным обрамлением является щеточное, состоящее из набора отдельных нитей (ворсин), составляющая мощности N_5 и ρ_c' будет зависеть от мощности, расходуемой на преодоление силы трения одной нити N_n и количество нитей n_n по толщине обрамления, т.е.

$$N_5 = N_n n_n \quad (7.8)$$

Мощность, затрачиваемая на трение одной нити, будет определяться моментом трения, который создает нить при вращении шнека с определенной скоростью

$$N_n = M_{\text{тр}} 2\pi n \quad (7.9)$$

где $M_{\text{тр}}$ - момент трения нити; n - частота вращения.

Количество нитей в щеточном обрамлении, в зависимости от его параметров определяется выражением:

$$n = \frac{1,15 t k n}{d_n^2} \quad (7.10)$$

где L - длина дугочного обрамления по периферии шнека.

Тогда с учетом (7.9, 7.10) уравнение потерь мощности на трение обрамления запишется так:

$$N_s = \frac{2.3 \mu'_{\text{TP}} \pi \omega^2 L k_0}{d_H^2} \quad (7.11)$$

Для скребкового транспортера

$$g'_c = \mu'_{\text{TP}} k_v 1.15 \frac{B}{d_H} k_0 \quad (7.12)$$

где B - ширина скребка.

Момент трения, в свою очередь, зависит от конструктивных параметров транспортеров и силы трения нити:

для шнека $M_{\text{TP}} = F'_{\text{TP}} r$ (7.13)

для скребка $M_{\text{TP}} = F''_{\text{TP}} h$ (7.14)

где F'_{TP} - сила трения нити при контакте с поверхностью кожуха;

F''_{TP} - сила трения нити при контакте с поверхностью транспортирования скребкового транспортера;

r - радиус шнека по наружной кромке эластичного обрамления (или радиус кожуха по его внутренней поверхности);

h - высота скребка.

Сила трения нити определяется следующими выражениями:

для шнека $F'_{\text{TP}} = f_3 N_k \sin \alpha N$ (7.15)

для скребка $F''_{\text{TP}} = f_3 N_{\text{не}} \sin \alpha N$ (7.16)

где f_3 - коэффициент трения эластичного обрамления о внутреннюю поверхность кожуха шнека и лотка скребкового транспортера в движении;

$N_k, N_{\text{не}}$ - нормальная реакция кожуха или лотка от действия упругой силы нити;

α - угол действия силы N_k и $N_{\text{не}}$ по отношению к траектории движения точки соприкосновения щетки с поверхностью кожуха шнека и лотка скребкового транспортера.

Уравнение (7.17) и (7.18) в виде левых частей уравнений

$$N_2 = \frac{2.16 \cdot 10^{-4} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma}{\sin \delta} \quad (7.17)$$

$$N_3 = \frac{2.16 \cdot 10^{-4} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma}{\sin \delta} \quad (7.18)$$

В уравнениях (7.17) и (7.18) виле левых частей уравнений точного обрамления винтового транспортера и нижней кромки скребка выражается неизвестным выражением $N_2 \sin \alpha$ и $N_3 \sin \alpha$ и расчете коэффициентов рассмотрим случай, когда свободная линия обреза лопатки L превышает величину зазора L' между симметричными и внутренним диаметром кожуха на некоторую величину $L - L'$. Величина этого зазора в процессе разработки рабочих органов винтовых и скребковых транспортеров может задаваться конструктивно или быть результатом предельного допуска по величине L . При $L > L'$ все нити точного обрамления под действием силы нормальной реакции поверхности кожуха N_2 или N_3 будут изогнуты по какой-то кривой линии. Величина изгиба будет тем больше, чем больше будет разница между L и L' . Необходимо отметить, что в рассматриваемом примере контакт с внутренней поверхностью кожуха или желоба будет осуществляться непосредственно каждой отдельной нитью (рис. 7.1). При введении нити в кожух, установлении скребков на цепи и создании их рабочего положения, нить обрамления, первоначально расположенная в виле правого створки O_1 , будет упираться в кромку кожуха или лотка и под действием нормальной реакции кожуха и лотка N_2 и N_3 отгибается в сторону, обратную вращению шнека и движению скребка. При этом крайняя точка O_1 будет перемещаться в направлении оси Y и одновременно по оси X в сторону точки крепления нити O . Достигнув величины смещения по оси X равной L' , нить войдет во внутрь кожуха и лотка и своим крайним положением займет точки I . Общая длина нити по дуге OI при этом не изменится и остается равной L .

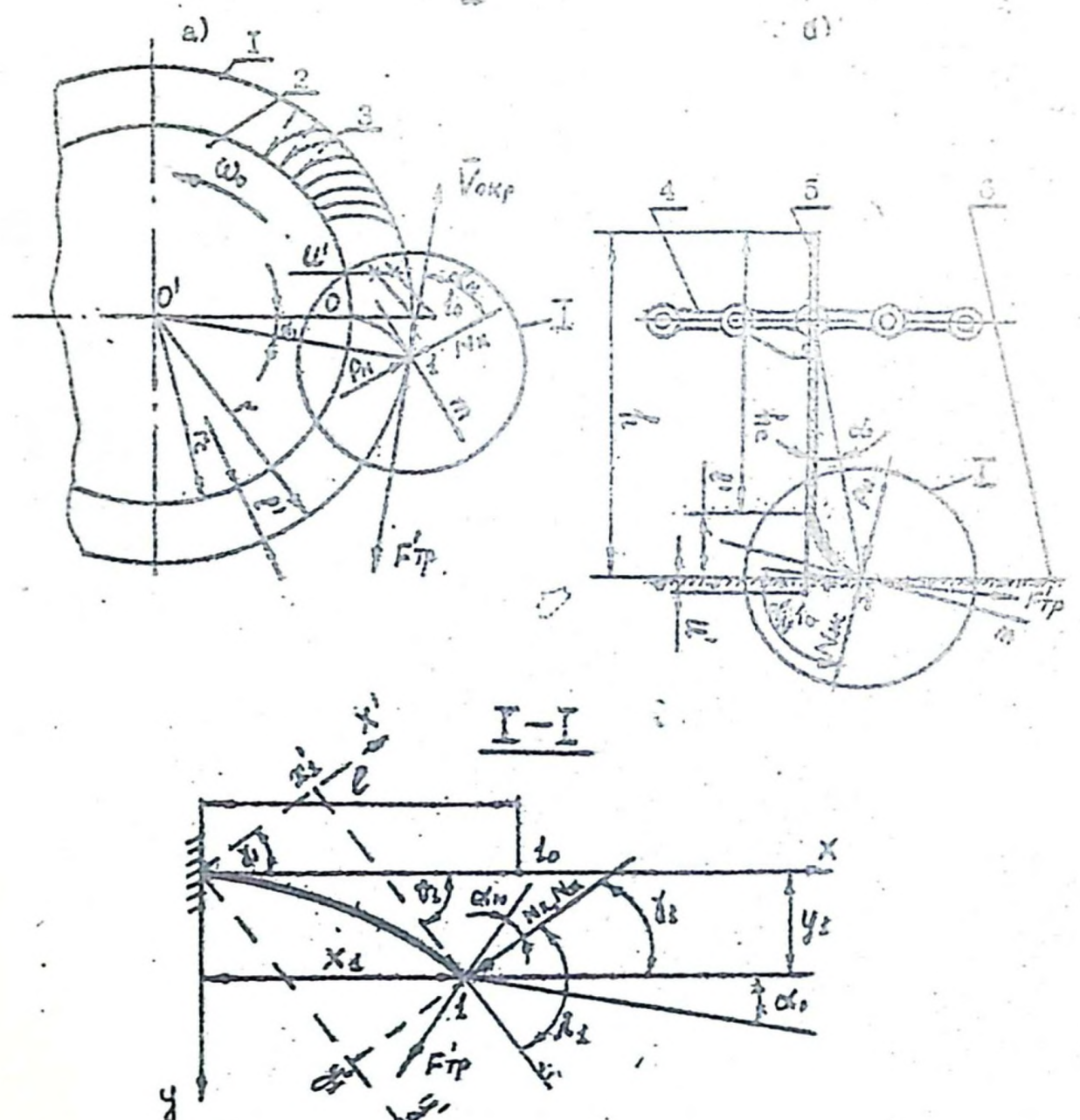


Рис. 7.1 К определению силы деформации упруго^н нити:
 1- кожух шнека; 2- спираль шнека; 3- деточное обрамление;
 4- цепь скребкового транспортера; 5- скребок; 6- желоб скребкового транспортера.
 α_1 - угол между направлением силы и касательной к упруго^н линии изгиба в точке I, δ_1 - угол наклона силы к неподвижной оси X, β - угол касательной к точке I с осью X;
 α_N - угол действия силы N_n, N_m по отношению к траектории движения точки I; r_2 - радиус спирали, h - высота скребка;
 α_1 - угловая координата точки I.

При вращении шнека со скоростью ω_0 точка 1 имеет окружную скорость $V_{окж}$, вектор которой направлен по касательной к наружному диаметру кромки эластичного обрамления. Этот вектор перпендикулярен отрезку O_1I , который является радиусом шнека r .

Сила трения $F_{тр}$ направлена противоположно вектору окружной скорости, а сила деформации упругой нити P_H уравнивается нормальной реакцией конуры N_K или лотка $N_{ок}$. $P_H = N_K = N_{ок}$

Независимо от величины изгиба нити, последняя будет всегда перпендикулярна к касательной MT , проведенной к линии изгиба нити в точке 1. Этот случай в теории упругого стержня относится к изгибу консольно-закрепленного стержня при следящем перемещении силы.

Из нелинейной теории гибких упругих стержней [] известно дифференциальное уравнение упругой линии:

$$\frac{l^2 d^2 \beta}{dS^2} = -B^2 \sin \beta \quad (7.19)$$

где l - полная длина упругой линии OI (OI_0); S - длине дуги упругой линии в произвольной точке.

Кроме того, используются следующие обозначения:

$$\beta = \nu + \delta^2; \quad B^2 = \frac{P_x l^2}{H} \quad (7.20)$$

где P - сосредоточенная сила, приложенная к стержню;

ν - угол касательной произвольной точки;

δ - угол, определяющий направление C и X по отношению к направлению силы P_x ;

H - абсолютная жесткость гибкого стержня, $H = E$

E - модуль упругости;

J - момент инерции сечения стержня.

Интегрирование выражения (7.19) дает следующее выражение:

$$l^2 \mathcal{H}^2 = 4B^2 \left(C - \sin^2 \frac{\beta}{2} \right) \quad (7.21)$$

где \mathcal{H} - кривизна изогнутой линии в произвольной точке

$$\psi = \frac{d\varphi}{dS} = \frac{d\varphi}{dS} \quad (7.22)$$

ψ - постоянная интегрирования, определяемая начальными условиями.

Дальнейшее решение задачи производится в единичном масштабе радиус колеса. Подробное решение подробно рассмотрено в работах [26].

Здесь будут приведены только основные выводы, необходимые для решения конкретной задачи прихода эллиптического колеса при взаимодействии с поверхностью колеса и дуга эллиптического транспортного.

Данный вид решения уравнения (7.21) основан на введении дополнительных величин k и ψ . Константы k и ψ определяются условиями, а переменная ψ - амплитудой эллиптического интеграла

$$0 \leq k \leq 1, \quad \sin \frac{\psi}{2} = k \sin \varphi \quad (7.23)$$

где $0 \leq k \leq 1$.

В новых обозначениях уравнение (7.21) примет вид:

$$R^2 \psi'^2 = 4B^2 k^2 \cos \psi \quad (7.24)$$

Причем, в точке перегиба, где кривизна равна нулю,

$$\psi = \frac{\pi}{2} \quad \text{а} \quad \sin \psi = 1. \quad (7.25)$$

Поэтому, в соответствии с обозначением (7.23) принимается, что до точки перегиба $\psi \leq \frac{\pi}{2}$, а после точки перегиба $\psi > \frac{\pi}{2}$.

Решение уравнения (7.24) в эллиптических параметрах имеет вид:

$$B = \sqrt{\frac{R_0 l^2}{k}} \cdot \frac{\psi}{2} = F(\psi) - F(\psi_0) \quad (7.26)$$

где $F\psi$ - эллиптический интеграл Лежандра первого рода

$$F(\psi) = \int_0^\psi \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi}} \quad (7.27)$$

Уравнение (7.27) связывает значение переменной ψ с длиной произвольной дуги S и действующей силой P_x . Значения

эллиптический интеграл $F(\varphi)$ дается в следующей интегральной форме, вытекающей из формул (4.9) для специальных координат по теории упругих стержней [25].

При $\varphi = 0$ имеем $F(\varphi) = 0$, а при $\varphi = \pi/2$ получаем значение полного эллиптического интеграла первого рода, обозначенного $F(k)$

$$F(k) = \int_0^{\pi/2} \frac{d\varphi}{\sqrt{1-k^2 \sin^2 \varphi}} \quad (7.28)$$

который зависит только от величины модуля k . При изменении эллиптической амплитуды φ за пределами интервала $0 \leq \varphi \leq \pi/2$ имеет место соотношение

$$F(\varphi) = 2nF(k) \pm F(\varphi) \quad \text{при } \varphi = \pi n \pm \varphi \quad (7.29)$$

где φ берется в интервалах $0 \leq \varphi \leq \pi/2$. Поэтому таблицы составлены только для этого интеграла.

Для определения координат концевой точки I используется эллиптический интеграл Лежандра второго рода

$$E(\varphi) = \int_0^{\varphi} \sqrt{1-k^2 \sin^2 \varphi} \, d\varphi \quad (7.30)$$

При $\varphi = 0$ имеем $E(\varphi) = 0$, а при $\varphi = \pi/2$ получаем значение полного эллиптического интеграла второго рода

$$E(k) = \int_0^{\pi/2} \sqrt{1-k^2 \sin^2 \varphi} \, d\varphi \quad (7.31)$$

При изменении φ за пределами интервала $0 \leq \varphi \leq \pi/2$ имеют место соотношения

$$E(\varphi) = 2nE(k) + E(\varphi) \quad \text{при } \varphi = \pi n \pm \varphi \quad (7.32)$$

где φ берется в интервале $0 \leq \varphi \leq \pi/2$. Координаты концевой точки I при поступательном перемещении силы в эллиптических параметрах будут определяться:

$$\frac{P_1}{L} = \frac{2}{B} k \cos \varphi_0; \quad \frac{\varphi_1}{L} = 1 - \frac{2}{B} [E(k) - E(\varphi_0)] \quad (7.33)$$

Для определения изгибающего момента в произвольной точке упругой линии используется точное уравнение упругого равновесия при поперечном изгибе криволинейного стержня, которое имеет вид:

$$\sigma H - \sigma H_0 = \frac{M}{R} \quad (7.34)$$

где M - внутренний изгибающий момент в заданном сечении стержня; H, H_0 - соответственно, кривизна изогнутого стержня в заданной и начальной точках.

Для первоначально прямого стержня

$$H = \frac{M}{R} \quad (7.35)$$

В эллиптических параметрах значение изгибающего момента будет составлять

$$M = \frac{w}{B} PL - R H_0 \quad (7.36)$$

где w - безразмерная величина и составляет

$$w = 2k \cos \varphi \quad (7.37)$$

Тогда, для первоначально прямого стержня, при $H_0 = 0$ значение изгибающего момента примет вид:

$$M = \frac{2k \cos \varphi}{B} PL \quad (7.38)$$

В концевой точке I изгибающий момент отсутствует, поэтому $M_1 = 0$, $H_1 = 0$ и $w_1 = 2k \cos \varphi_1 = 0$. Отсюда амплитуда эллиптического интеграла для точки I $\varphi_1 = 90^\circ$.

Кроме того, из условия поставленной задачи угол между направлением силы N_k и касательной $m = \beta_1 = 90^\circ$, а также, согласно уравнению (7.31)

$$\lambda = 2 \operatorname{arcsin} (k \sin \varphi_1)$$

то величина эллиптического модуля k определится следующим образом:

$$2 \operatorname{arcsin} (k \sin \varphi_2) = 90^\circ; \quad k \sin \varphi_1 = \sin 45^\circ; \quad \sin \varphi = 1$$

$$k = \frac{\sqrt{2}}{2} = 0,7071 \quad (7.40)$$

а величине

$$\alpha = \operatorname{arcsin} k = 45^\circ \quad (7.41)$$

Таким образом, упругая линия нити OI в данной задаче имеет следующие ограничения:

$$\omega_0 = 0, \quad \varphi_1 = 90^\circ, \quad \lambda = 90^\circ \quad (7.42)$$

$$k = 0,7071 \quad (\alpha = 45^\circ) \quad (7.43)$$

$$0 \leq \varphi_1 \leq 90^\circ \quad (7.44)$$

Согласно (7.30) и (7.31) значения φ_0 и φ_1 , совпадают с табличными φ_0 и φ_1 , а $\varphi_1 = |\lambda|$. Для определения эллиптических параметров $[F(k) - F(\varphi_0)]$; $[E(k) - E(\varphi_0)]$ необходимо, пользуясь табличными данными (табл. 8.1, 8.2, 8.3), выписать все значения в которых $0 \leq \lambda \leq 90^\circ$, а $\alpha = 45^\circ$ и учитывая, что $[F(k) = F(\varphi)]$, $[E(k) = E(\varphi_0)]$, $\varphi = 90^\circ$ необходимо составить новую таблицу эллиптических параметров, приемлемую для решения задачи. Составленная таблица приводится в приложении 2, (табл. 2 п. 2 графы 1-9).

Для определения координат точки I возьмем дополнительную систему $X'Y'$, где ось X' направлена параллельно силе N_K, N_B . Новая система координат по отношению к неподвижной повернута на угол γ , что очевидно из построения (рис. 7.1).

Тогда координаты точки I будут следующими:

$$x_1 = x_1' \cos \beta_1 + y_1' \sin \beta_1 \quad (7.45)$$

$$y_1 = y_1' \cos \beta_1 - x_1' \sin \beta_1 \quad (7.46)$$

где β_1 - угол наклона силы N_k к неподвижной оси X.

Согласно теории гибких упругих стержней [19], координаты точки упругой линии в осях, ориентированных по направлению действия силы, выражаются следующим образом:

$$\frac{x}{l} = \frac{2}{B} [E(\varphi_1) - E(\varphi_0)] - \frac{S}{l} \quad (7.47)$$

$$\frac{y_1'}{l} = \frac{2}{B} k (\cos \varphi_0 - \cos \varphi_1) \quad (7.48)$$

где S - длина дуги упругой линии до произвольной точки.

При $S = l$, $\varphi_1 = 90^\circ$ уравнение (7.47) с подстановками (7.48) примет вид:

$$\frac{x}{l} = \left[2 \frac{E(k) - E(\varphi_0)}{B} - 1 \right] \cos \beta_1 + \frac{2k \cos \varphi_0}{B} \sin \beta_1 \quad (7.49)$$

$$\frac{y_1'}{l} = \frac{2}{B} k \cos \varphi_0 \cos \beta_1 - \left(\frac{2}{B} [E(k) - E(\varphi_0)] - 1 \right) \sin \beta_1 \quad (7.50)$$

Зная координаты точки I, построим таблицу эллиптических параметров значениями x_1/l и y_1'/l (см. табл. 2 п. 2, графы 10-11).

По составленной таблице 2 п. 2, зная координаты конечной точки I, можно определить все остальные параметры, необходимые для решения задачи. Сила N_k , под действием которой нить изгибается,

согласно уравнений (7.49) и (7.50) при $\delta = \delta$, опреде-
 лится следующим выражением:

$$N_{nc} = N_c = P_{nc} = \frac{B^2 \mu}{l^2} \quad (7.51)$$

где

$$B = F(\delta) - F(\varphi_0) \quad (7.52)$$

$H = E J$ - абсолютная жесткость нити.

Таким образом, решена задача для случая, когда сила N_k или N_z по отношению к нити OI находится под углом $0 \leq \delta_1 \leq 90^\circ$.
 При $\delta_1 = 90^\circ$, $N_k = P_H = 0$. При $\delta_1 = 0^\circ$, т.е. при дейст-
 вии силы N_k N_z параллельно оси X , сила деформации нити
 наибольшая и составляет

$$N_k = N_z = P_H = \frac{3,44 H}{l^2} \quad (7.53)$$

Для нахождения координат конечной точки I , рассмотрим следую-
 щую задачу. Нить, под действием изгибающей силы N_k , N_z из
 положения OIc переходит в OI . При этом, крайняя точка I распола-
 гается от центра шнека O' на расстоянии равном радиусу шнека r .
 Величину r через координаты точки I вычисляем следующим обра-
 зом:

$$r_{\text{шн}} = \sqrt{(r_2 + x_1)^2 + y^2} \quad (7.54)$$

где r_2 - наружный радиус спирали шнека без обрамления или
 высота скребка $h_{\text{шн}}$.

А так как размер спирали r_2 или высота скребка h и свобод-
 ная длина щетины известны ($l = l' + l''$), то по таблице
 со значениями эллиптических аргументов (см. приложение, табл.2,3
 П.27-) можно определить координаты X и Y во всем диапа-
 зоне угла $0 \leq \delta \leq 90^\circ$ и по их значениям вычислить для каждого
 положения угла радиус шнека или высоту скребка $r_{\text{шн}}$, $h_{\text{шн}}$.

Те значения X , Y , при которых радиус вычисленный:

равен конструктивному ($r_{\text{вн}} = r$), ($h_{\text{вн}} = h$) будут являться истинными координатами точки I. Величина $B = [F(r) - F(r_0)]$, по которой определяют значение N_K , N_B , а также угол β_1 находят на строке, соответствующей найденным значениям X , Y .

По уже известному значению угла β_1 находим искомый угол d_n следующим образом:

$$d_n = 90 - (\beta_1 + d_1) \quad (7.55)$$

где d_1 - угловая координата точки I

$$d_1 = \arcsin \frac{y}{r} \quad (7.56)$$

Таким образом, для того, чтобы найти силу деформации упругой нити и угол действия этой силы необходимо решить следующую систему уравнений:

$$P_H = N_K = N_B = \frac{B^2 H}{L^2} \quad (7.57)$$

$$d_n = 90 - (\beta_1 + d_1); \quad (\beta_1 = |\beta|); \quad (7.58)$$

$$(h = h_{\text{вн}}) = (r = r_{\text{вн}}) = \sqrt{(r_0 + X)^2 + Y^2} \quad (7.59)$$

Обобщенный порядок и пример расчета силы деформации упругой нити приводится в приложении 2.

Полученные зависимости показывают, что на силу деформации упругой нити эластичного обрамления и направление её действия оказывают влияние её упругие свойства (E), размеры (L , d_n) и конструктивные параметры транспортеров (L' , U' , D , h). Чем толще нить, тем больше её сила деформации при изгибе. Особенно это заметно при малой величине зазора L' между стальной частью спирали и кожухом. Так, для нити, находящейся в шнеке с напуском

$U' = 4$ мм и имеющей толщину $d_n = 0,4$ мм, при $L' = 15$ мм сила деформации составляет $1,81 \cdot 10^{-2}$ н. При $L' = 35$ мм сила

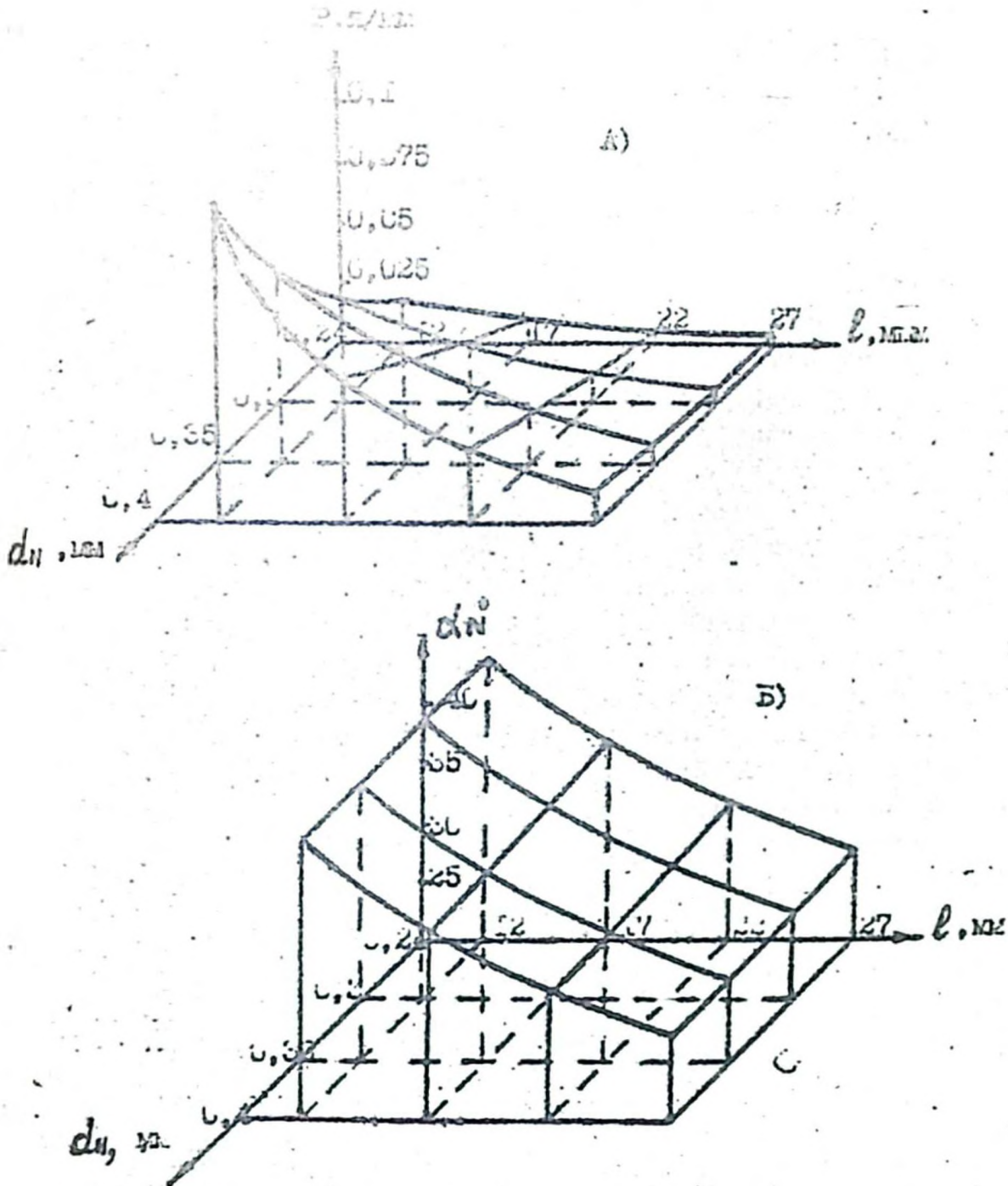


Рис.7.2 Зависимость силы деформации упругой нити P_n и угла α_n от конструктивных параметров:
 l – зазор между опиральной частью гнезда и кожухом, скребком и жалобом баянтового и скребкового транспортеров
 d_n – диаметр нити.

её действия уменьшается в 5,2 раза (рис. 7.2), Направление действия этой силы по отношению к траектории движения точки соприкосновения нити с поверхностью кодуха или делоба при этом изменяется от 50 до 33° (рис. 7.2).

Действие величины напуска четины u' на силу деформации нити зависит от диаметра шнека, высоты скребка. Чем меньше размер шнека или скребка, тем больше это влияние. Так при изменении диаметра шнека и высоты скребка от 250 до 100 мм сила изогнутой нити при постоянной величине напуска, например при $u' = 2$ мм, увеличивается в 1,5 раза (рис. 7.3 а). Изменение направления действия этой силы в данном случае незначительное, в пределах 5° (рис. 7.3 б).

Таким образом, определена зависимость силы деформации упругой нити обрамления от конструктивных параметров шнекового и скребкового транспортеров, которая позволяет определять дополнительную мощность на преодоление силы трения эластичного обрамления и учитывать её при проектировании транспортеров. Данная зависимость показывает, что величина силы деформации нити эластичного обрамления шнека будет тем больше, чем больше её толщина и величина напуска. При одном и том же напуске сила деформации будет больше при меньшем зазоре между стальной частью спирали и кодухом, скребком и делобом, а с увеличением диаметра шнека величина изгиба и сила её деформации уменьшаются.

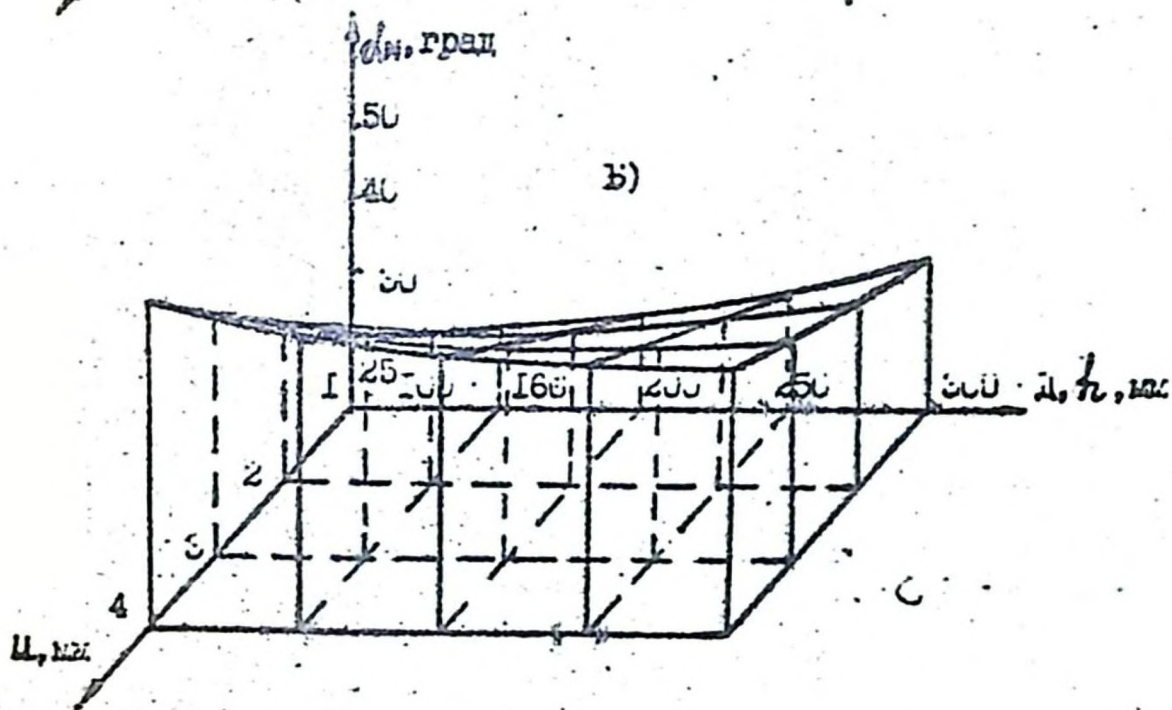
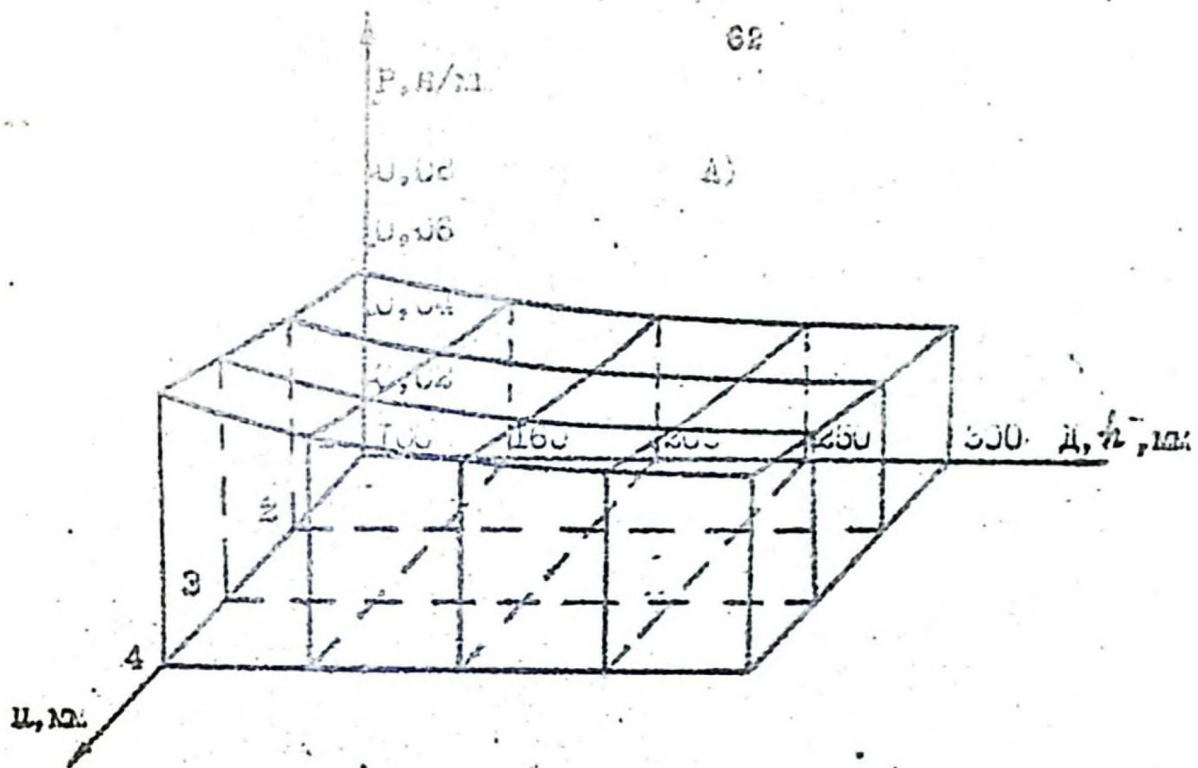


Рис. 7.3 Зависимость силы деформации упругой нити и угла α_n от конструктивных параметров транспортеров:

- D - диаметр шнека или h - высота окребка,
- u - напуск цепи.

8. Методика расчета силы деформации упругой нити

Дано: d_n - диаметр капроновой нити, мм
 l' - зазор между спиралью шнека и коухом, мм
 u' - величина напуска обрашления, мм
 r - радиус шнека по наружной кромке обрашления, он же внутренний диаметр коухе, мм

Определить: 1. R_n - силу деформации упругой нити;
 2. α_n - угол наклона силы R_n в касательной траектории движения, конечной точки нити, град.

Порядок решения задачи

1. Находим свободную длину нити $l = l' + u'$
2. По таблице приложения п.2.2. определяем координаты конечной точки нити x_1, y_1 для угла $0 \leq \gamma \leq 90^\circ$ ($\gamma_1 = |\lambda|$).
3. По данным x_1, y_1 находим $r_{\text{внеш}} = \sqrt{(r_c + x_1)^2 + y_1^2}$
 где $r_c = r - l'$
4. Находим значение координат x_1, y_1 , при которых $r_{\text{внеш}} = r$.
5. Берем ближайшие значения координат x, y , с избытком и недостатком в интервале 10 градусов $x_1^{\text{min}}, x_1^{\text{max}}, y_1^{\text{min}}, y_1^{\text{max}}$ и на соответствующих строках таблицы находим значение $R_n = v^2 n / l^2$ и $\gamma_1 = |\lambda|$.
6. Строим масштабный график $x_1, y_1, r_{\text{внеш}}, R_n = f(\gamma_1)$ и для каждого параметра определяем масштаб M .
7. На ординате $r_{\text{внеш}}$ находим значение $r_{\text{внеш}} = r$ и напротив этого значения находим точные координаты x_1, y_1 и значения R_n, γ_1 .
8. Зная точную прямоугольную координату точки y_1 , находим её угловую координату α_1 :

$$\alpha_1 = \arcsin \frac{y_1}{r}$$

9. Определить значение α_N

Пример расчета

Дано: $d_n = 0,4$ мм
 $l' = 15$ мм
 $u = 2$ мм

 $r = 150$ мм

$$H = E\delta = 7 \cdot 10^8 \frac{\pi d^4}{64} = 8,8 \text{ Н/мм}$$

Найти: R_N, α_N

Решение

1. Свободная длина вылета нити $l = l' + u' = 17$ мм.2. Находим все значения x_1, y_1 для угла $0 \leq \gamma_1 \leq 90^\circ$

Например: $x_1 = 17 \cdot 0,7311 = 12,43$

$$y_1 = 17 \cdot 0,6081 = 10,33$$

3. Определяем $r_{\text{вкл}}$ по каждой координате, дополняем таблицу приложения П.2.2 ($r_c = r - l' = 135$ мм).4., 5. Находим значение координат x_2, y_2 при $r_{\text{вкл}} = r$
 Определяем R_N и δ_2 .

Таблица 8.1

Значения координат

$ \lambda = \gamma_1$	x_1/l	y_1/l	x_1	y_1	$r_{\text{вкл}}$
30	0,7311	0,6081	12,43	10,33	147,79
40	0,8083	0,5289	13,74	8,99	148,566
45	0,8408	0,4851	14,29	8,25	149,517
50	0,8747	0,4380	14,87	7,44	150,054
60	0,9283	0,3375	15,78	5,73	150,888

6. Строим масштабный график $x_1, y_1, r_{\text{вкл}}$; $R_N = f(\gamma_1)$.

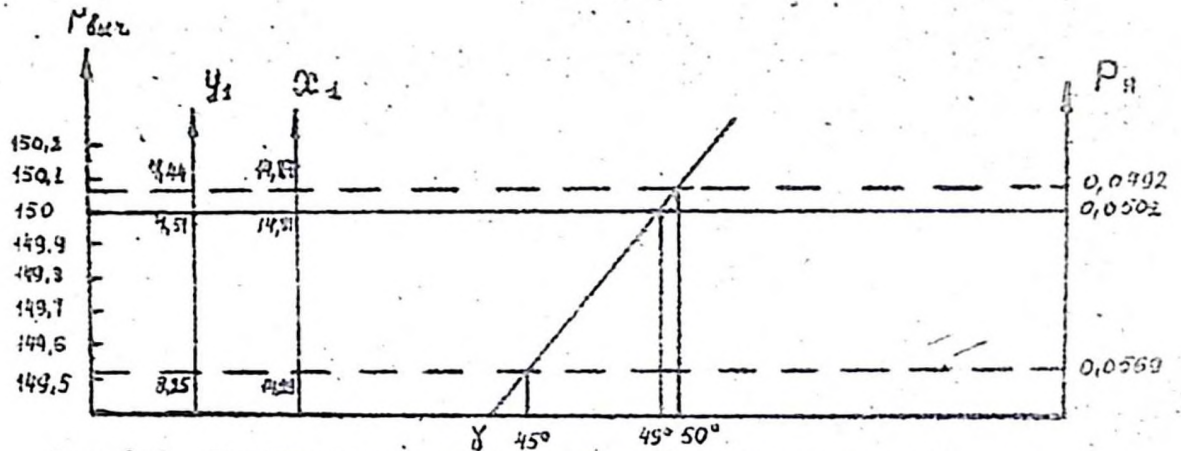


Рис. 8.1 График определения силы деформации упругой нити

7. Точные значения координат: $\alpha_1 = 14,98$

$$\gamma_1 = 7,51$$

Делаем проверку найденных координат путем вычисления

$\Gamma_{\text{выч}}$, которое должно соответствовать заданному ($\Gamma_{\text{виз}} = \Gamma$)

$$\Gamma_{\text{выч}} = \sqrt{(135 + 14,98)^2 + 7,51^2} = 150,057;$$

$$\Gamma = 150 \approx 150,057$$

Точное значение силы $P_N = 0,0502$ н/1 нить или

$$0,0030 \text{ н/мм} \quad \gamma = 49^\circ$$

8. Угловая координата α_1 ; $\alpha_1 = \arcsin \frac{\gamma_1}{\Gamma} = \arcsin 0,0501$

9. Угол $\alpha_N = 90 - (\gamma_1 + \alpha_1) = 90 - (49+3)$

$$\alpha_N = 38^\circ$$

Ответ $P_N = N_k = 0,0502$ н/1 нить или $0,0030$ н/мм

$$\alpha_N = 38^\circ$$

Таблица 8.2

Значения функций эллиптических параметров для изгиба консольного стержня при следующем перемещении силы ($\alpha = 45^\circ$; $k = 0,70711$;

$$\psi = 90^\circ, \quad F(k) = 1,8541, \quad E(k) = 1,3506$$

$ \lambda $ град.	φ_0 град.	$\cos \varphi_0$	$F(\varphi_0)$	$E(\varphi_0)$	$B = F(k) - F(\varphi_0)$	$E(\varphi) - E(\varphi_0)$	$\cos \gamma_1$	$\sin \gamma_1$	$x_1/2$	y_1/l
0	0,00	1,0000	0,0000	0,0000	1,8541	1,3506	1,0000	0,0000	0,4559	0,7628
10	7,08	0,9924	0,1237	0,1234	1,7304	1,2272	0,9848	0,0736	0,5528	0,7261
20	14,22	0,9694	0,2491	0,2469	1,6050	1,1037	0,9397	0,3420	0,6448	0,6743
30	21,47	0,9306	0,3791	0,3704	1,4750	0,9802	0,8660	0,5000	0,7311	0,6081
40	28,93	0,8752	0,5156	0,4945	1,3385	0,8561	0,7660	0,6426	0,8083	0,5289
45	32,77	0,8409	0,5857	0,5569	1,2684	0,7937	0,7071	0,7071	0,8408	0,4851
50	36,70	0,8017	0,6627	0,6198	1,1914	0,7308	0,6428	0,7660	0,8747	0,4380
60	45,00	0,7071	0,8260	0,7482	1,0281	0,6024	0,5000	0,8660	0,9233	0,3375
70	54,22	0,5848	1,0119	0,8836	0,8372	0,4670	0,3420	0,9397	0,9678	0,2292
80	65,37	0,4167	1,2630	1,0379	0,5911	0,3127	0,1736	0,9848	0,9919	0,1159
90	90,00	0,0000	1,8541	1,3506	0,0000	0,0000	0,0000	1,0000	-	-

$$\varphi_0 = \arcsin \left(\frac{1}{k} - \sin \frac{\lambda}{2} \right); \quad \frac{x_1}{l} = \left[2 - \frac{E(k) - E(\varphi_0)}{B} - 1 \right] \cos \gamma_1 + \frac{2k \cos \varphi_0}{B} \sin \gamma_1,$$

$$\gamma_1 = |\lambda|, \quad \frac{y_1}{l} = \frac{2}{B} k \cos \varphi_0 \cos \gamma_1 - \left\{ \frac{2}{B} [E(k) - E(\varphi_0)] - 1 \right\} \sin \gamma_1$$

Таблица 8.3

Значения функций эллиптических параметров, для случая изгиба консольного гибкого стержня сосредоточенной силой ($\varphi_1 = 90^\circ$ $\lambda_0 = 90^\circ$)(16,151).

α град.	k	φ_0 град	$\cos \varphi_0$	$F(k)$	$F(\varphi_0)$	B	$E(k)$	$E(\varphi_0)$	x_1/l	y/l	$E(k) - E(\varphi_0)$
45	0,76711	90	0	1,8541	1,8541	0,0000	1,3506	1,3506	0,0000	0,0000	0,0000
50	0,7660	67,38	0,3846	1,9356	1,3416	0,5941	1,9055	1,0429	0,9918	0,1160	0,2626
55	0,8192	59,69	0,5048	2,0347	1,1800	0,8547	1,2587	0,9297	0,9677	0,2301	0,3290
60	0,8660	54,73	0,5774	2,1565	1,0783	1,0782	1,2111	0,8555	0,9275	0,3404	0,3556
65	0,9063	51,28	0,6255	2,3088	1,0079	1,3009	1,1638	0,8032	0,8715	0,4456	0,3606
70	0,9397	48,80	0,6586	2,5045	0,9579	1,5467	1,1184	0,7655	0,8003	0,4588	0,3529
75	0,9659	47,07	0,6812	2,7681	0,9227	1,8454	1,0764	0,7387	0,7131	0,6340	0,3377
80	0,9848	45,85	0,6960	3,1634	0,8993	1,2541	1,0401	0,7208	0,6082	0,7167	0,3193
85	0,9962	45,22	0,7044	3,8317	0,8888	2,9459	1,0127	0,7105	0,4764	0,7948	0,3022
90	1,000	45,0	0,7071	-	0,8814	-	1,1,	0,7071	-	-	0,2929

$$\alpha = \arcsin k, (c = k^2)$$

$$B = F(k) - F(\varphi_0) = \sqrt{\frac{p l^2}{H}}$$

$$\frac{x_1}{l} = \frac{2}{B} k \cos \varphi_0,$$

$$\frac{y}{l} = 1 - \frac{2}{B} [E(k) - E(\varphi_0)]$$

8.1 Экспериментальное определение поправочного коэффициента жесткости h_n

Из курса теории гибких стержней, для нити консольно-заделанной одним концом и свободной с другой, прогиб концевой точки от силы P , приложенной в этой точке (рис. П.2.4.1) будет иметь следующий вид

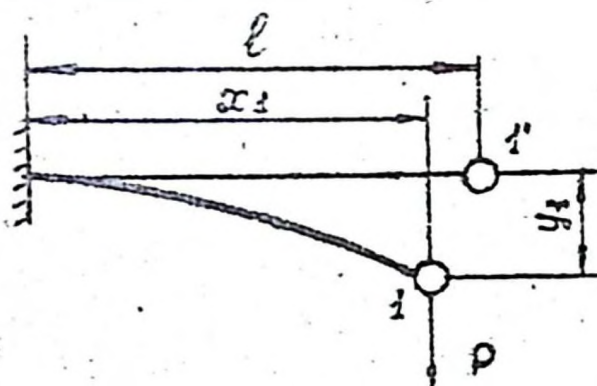


Рис. В.1.1 К определению величины прогиба от действия силы

$$\frac{y_1}{l} = 1 - \frac{2}{B} [E(k) - E(\psi_0)]$$

или

$$\frac{y_1}{l} - 1 = - \frac{2}{\sqrt{\frac{Pgl^2}{H}}} [E(k) - E(\psi_0)] \quad (8.1.1)$$

где: y_1 - величина прогиба от силы P , мм

l - свободная длина нити, мм

$E(k)$, $E(\psi_0)$ - эллиптические параметры интеграла

Лежандра второго рода (определяются согласно таблицы 8.8 и вспомогательного графика (рис. В.1.1))

$H = B J$ - жесткость нити или лучка нитей, $H \cdot \text{мм}^2$

Возведем левую и правую части равенства (1) в квадрат и найдем значение жесткости для пучка нитей

$$H_3 = E J_n = \frac{P l^2 (1 - y_1/l)^2}{4 [E(k) - E(\varphi_0)]^2} \quad (8.1.2)$$

Теперь возьмем пучки сетки длиной l с различным числом нитей n и, задаваясь произвольно силой P (рис. 8.1.1), будем находить значение y_1 . Таким образом, экспериментально найдем значение величины жесткости H_3 пучков сетки с различным диаметром и числом нитей (табл. 8.1.1, 8.1.2). В свою очередь, теоретическая величина жесткости H_T пучка с числом нитей n составит

$$H_T = E J_n = E J_n \cdot n = E \frac{\pi d_n^4}{64} n \quad (8.1.3)$$

где: J_n - момент инерции нити, мм^4
 d_n - диаметр нити, мм
 E - модуль упругости (для капроновой нити $E = 7 \cdot 10^3 \text{ н/мм}^2$).

Для пучка нитей с малым числом нитей жесткость, определенная экспериментально, практически соответствует теоретической жесткости, но с увеличением числа нитей, крайние ворсинки, расположенные ближе к силе P , деформируются больше, чем нити, находящиеся в сердцевине пучка или с противоположной стороны действия силы P . В этом случае

$$H_3 = H_T K_n \quad (8.1.4)$$

где: K_n - поправочный коэффициент жесткости, зависящий от количества нитей в пучке или от его толщины.

Расчет коэффициента жесткости K_H для нитой

$$d_H = 0,24 \text{ мм}$$

$$l = 15 \text{ мм}$$

n, шт	P, н	величина прогиба, мм				$E(\psi) - E(\psi_0)$	H_3	H_T	K_H
		y_1	y_2	y_3	\bar{y}				
50	0,25	5,0	4,9	5,0	4,97	0,354	50,1	4363	1,026
100	0,50	4,8	5,0	4,9	4,9	0,353	102,33	97,66	1,047
150	0,75	5,0	4,8	4,8	4,87	0,352	155,26	146,5	1,05
200	1,00	5,0	4,9	5,0	4,97	0,354	200,64	195,33	1,027
250	0,25	4,8	4,9	4,9	4,87	0,352	258,76	244,17	1,05

Таблица 8.1.2

Расчет коэффициента жесткости K_n для нитей $d_n = 0,4$ ($l = 15$ мм)

п, шт	P, н	величина прогиба, мм				$E(\bar{y}) - E(y_0)$	На	Нт	K_n
		y_1	y_2	y_3	\bar{y}				
50	1,0	3,5	3,6	3,6	3,58	0,392	905,26	876,8	0,81
100	2,0	3,6	3,7	3,5	3,6	0,393	689,52	753,6	0,782
150	3,0	3,5	3,4	3,5	3,46	0,39	918,76	1130,4	0,813
200	4,0	3,5	3,4	3,4	3,48	0,329	1998,7	1607,2	0,822
250	5,0	3,4	3,5	3,4	3,45	0,33	1531,25	1884	0,8127

Обобщенный коэффициент жесткости K_n для нитей
диаметром 0,24 - 0,4 мм

п, шт	K_n		K_n средний	K_n (обобщенный)
	$d_n = 0,24$	$d_n = 0,4$		
50	0,97	0,81	0,89	
100	0,97	0,782	0,876	0,8845
150	0,96	0,813	0,8865	
200	0,96	0,822	0,89	
250	0,95	0,8127	0,88	

Таким образом, коэффициент жесткости K_n , определенный экспериментальным путем, составляет 0,8 - 1,0 для пучков с числом нитей 50 - 250 шт, а обобщенный коэффициент равен 0,8845.

8.2 Расчет количества нитей (ворсин) в цеточном обращении (16,151)

Для установления связи между толщиной цеточного обрамления, сформированного под действием силы $P = qL$ и количеством нитей на погонной длине L , рассмотрим слой цетины толщиной t и диаметром нитей d_n (рис. П.2.5.1)

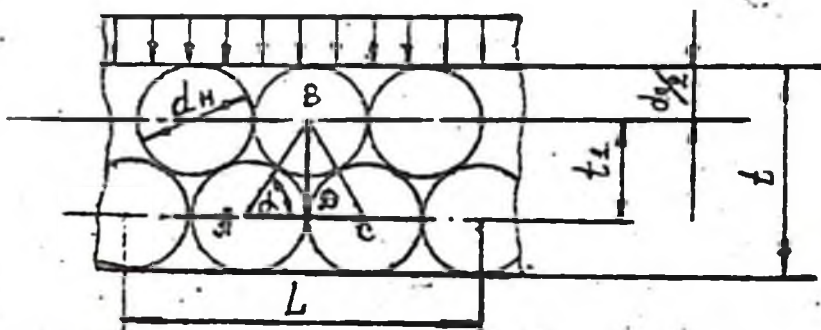


Рис. 8.2.1 К определению количества нитей в цеточном
обрамлении

Щетина под действием силы P формируется таким образом, что в плоскости, перпендикулярной направлению действия силы, ряды нитей располагаются в ряд и определяют длину щетины по периферии шнека

$$L = d_n \cdot n \quad (8.2.1)$$

где: n_1 - количество нитей в одном ряду

В плоскости параллельно направлению действия силы, ряды нитей формируются по условию наибольшей плотности толщиной

$$t = d_n + t_1 (k - 1) \quad (8.2.2)$$

где: t_1 - кратчайшее расстояние между осями, проходящими через сечение нитей

k - количество рядов по толщине t

Величину t_1 находим из равностороннего $\triangle ABC$:

$$t_1 = d_n \sin \alpha \quad (8.2.3)$$

т.к. угол в равностороннем треугольнике $\alpha = 60^\circ$, то

$$t_1 = d_n \cdot 0,866 \quad (8.2.4)$$

Выразим k через количество нитей

$$k = \frac{n_n}{n_1} \quad (8.2.5)$$

где: n_n - общее количество нитей на длине L и толщиной t

Количество нитей из выражения (8.2.1) составляет

$$n_1 = \frac{L}{d_n} \quad (8.2.6)$$

Тогда уравнение (8.2.2) с учетом (8.2.4) и (8.2.5) будет иметь следующий вид:

$$t = d_n + 0,866 d_n \left(\frac{n_n d_n}{d_n} - 1 \right) \quad (8.2.7)$$

После преобразований по уравнению (8.2.7) получим значение количества нитей, которое будет упорядочено в ряды по условиям наибольшей плотности

$$n_n = 1,15 \left(\frac{t}{d_n} - \frac{0,134}{d_n} \right) \quad (8.2.8)$$

Но, так как на практике при укладке нитей в ряды допускается некоторая хаотичность, которая выражается тем, что центральные оси нитей могут сближаться между собой не только по наименьшему расстоянию t_2 , но и на расстоянии равном

$\frac{d_n}{2} = d_n$, то необходимо ввести поправочный коэффициент плотности укладки k_n , учитывающий эту хаотичность.

С введением поправочного коэффициента, величиной $0,134/d_n$ и можно пренебречь, так как она по сравнению с t/d_n^2 незначительна. Тогда окончательно, фактическое количество нитей, из которых состоит обрамление, будет равно

$$n_n = 1,15 \frac{t}{d_n} k_n \quad (8.2.9)$$

где: k_n - коэффициент плотности пучка, учитывающий хаотичность укладки нитей.

Для определения значения k_n необходимо взять пучек сетки размером $t \times b$, определить количество нитей по уравнению (8.2.9) без учета k_n , а затем, путем непосредственного подсчета, определить фактическое количество нитей. Отношение количества нитей, определенных по уравнению к фактическому, дает величину коэффициента

$$k_n = n_n / n_f \quad (8.2.10)$$

По указанному методу были взяты пучки нитей разных диаметров (0,24, 0,4 и 0,7 мм).

Толщина каждого пучка измерялась губками штангенциркуля ШЦ - 1 0 - 125 ГОСТ 166 - 80 при скатии 3 - 4 кг.

Все значения коэффициентов оказались в пределах

$k_1 = 0,75 - 0,78$, поэтому для расчетов коэффициент может быть равен 0,75.

3. Экспериментальные исследования

Минимальное повреждение зерна сои корней отмечается при скорости движения ленты до 1,5 м/с (рис. 3.1).

Исследованиями установлено, что значительного снижения механического повреждения зерна сои можно достичь, заменяя резиновые стальные рабочие органы корня на полиэтиленовые. При скорости 1 м/с повреждается корней коври стальные за один пропуск 1,5% зерна, а корней коври полиэтиленовые - 0,65%.

Существенное влияние на повреждаемость зерна сои корней оказывает их влажность, величина и характер исходного травмирования. Так, если при влажности зерна 8...9% и полчке в июле 1 т/ч отмечалось 3,4% дробленого зерна, то при влажности 13...14% дробление было несколько ниже и составило 2,6%.

В пневмотранспортере интенсивный рост повреждения сои отмечается в стальных отводах при скорости движения воздуха свыше 15 м/с, в полиэтиленовых свыше 30 м/с и в резиновых свыше 25 м/с (рис. 3.2).

Звод семян с вертикального участка с помощью конического бункера с телескопической заслонкой снижает повреждение сои в 1,3 раза, при этом повышает по сравнению с зводом горизонтального

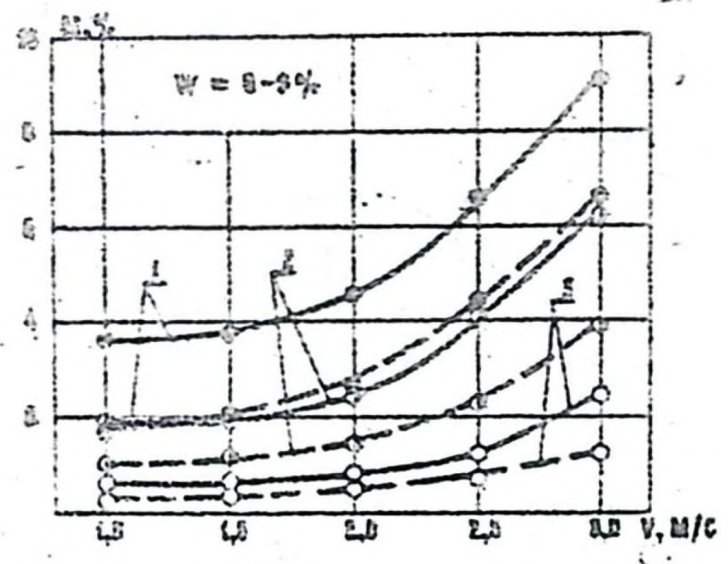
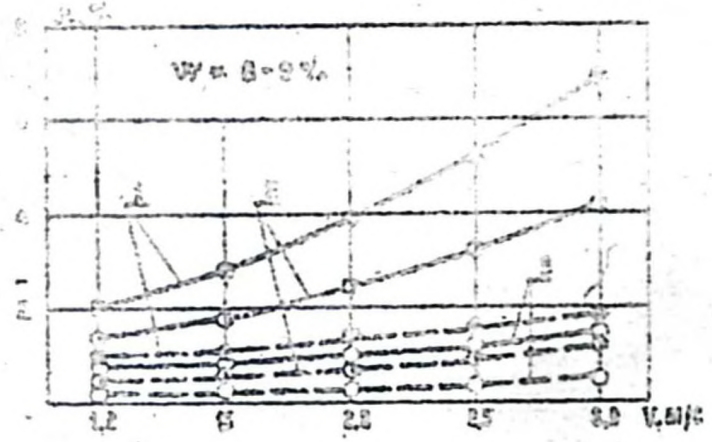


Рис. 9.1 Дробление и микроразрушение сои норией в зависимости от скорости ленты

Конструктивные варианты: ● - ковши стальные; ○ - ковши-полиэтилен; 1 - один пропуск; 2 - три пропуска; 3 - пять пропусков.

участка производительность пневмотранспортера на 29%.

Обработка результатов опытов, проведенных по схеме полного факторного эксперимента, позволила получить математические модели дробления ($уд$) и микроповреждения ($ум$) зерна сои при транспортировании его энеком с различным сочетанием материала рабочего органа в виде следующих уравнений регрессии:

стальной рабочий орган

$$уд_1 = 2,775 - 2,087X_1 - 0,325X_2 + 0,25X_3 + 0,33X_1X_2$$

$$ум_1 = 6,387 - 2,962X_1 + 0,387X_2 + 0,612X_3 - 1,3X_1X_2 - 1,28X_2X_3$$

полиэтиленовый рабочий орган

$$уд_2 = 1,725 - 1,25X_1 - 0,23X_2 + 0,22X_3 + 0,2X_1X_2$$

$$ум_2 = 4,6 - 1,875X_1 + 1,15X_2 + 0,425X_3 - 0,43X_1X_2$$

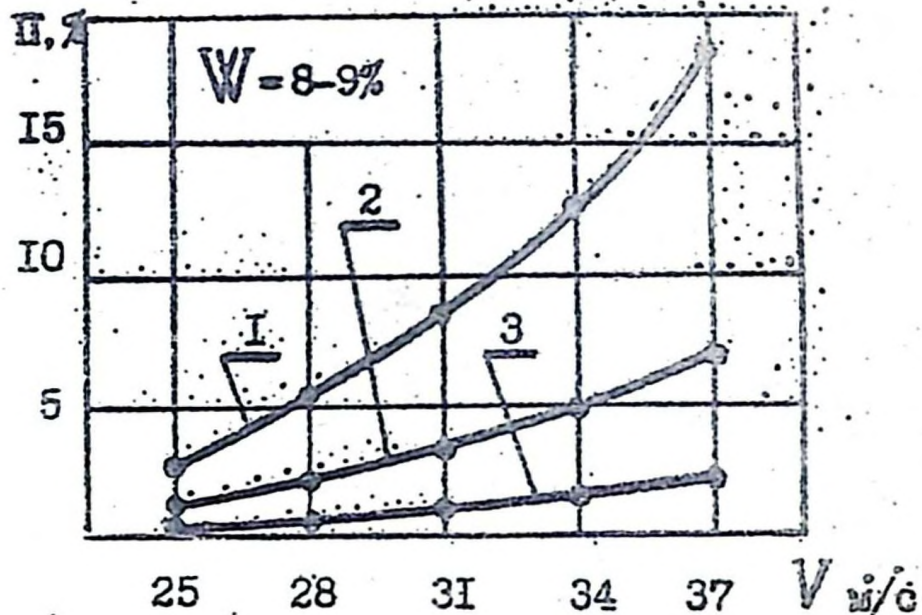


Рис. 3.2 Повреждение зерна сои при пневмотранспортировании с различной скоростью воздушного потока: 1 - стальной отвод; 2 - полиэтиленовый; 3 - обрезиненный.

Анализ полученных зависимостей показывает, что дробление и микроповреждение зерна сои в наибольшей степени зависит от величины зазора между вращающейся спиральной частью вилка и кодухом.

Увеличение зазора первоначально не вызывает заметного увеличения дробления и микроповреждения зерна сои; только при достижении величины зазора 3...7 мм возрастает количество поврежденных зерен (рис. 9.3. 1).

Увеличение влажности снижает дробление и микроповреждение сои. При транспортировании зерна сои полиэтиленовым вилком деформируемость полиэтилена, а также меньший коэффициент трения сои о полиэтилен значительно снижает зацепление и механическое повреждение по сравнению со стальным вилком.

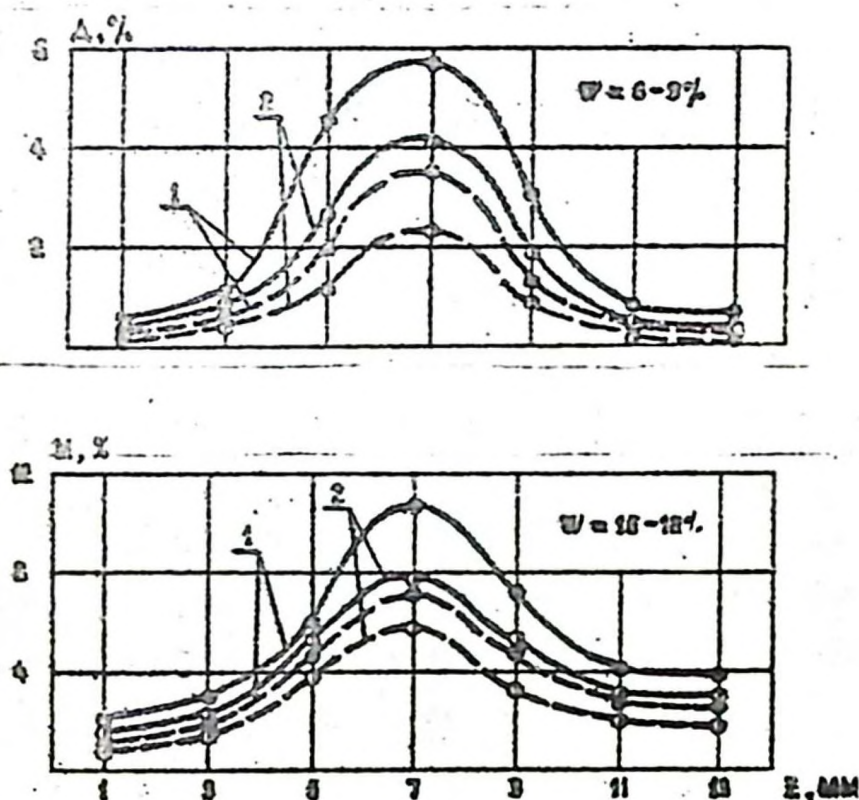


Рис. 9.3 Дробление и микроповреждение сои стальным и полиэтиленовым вилком в зависимости от зазоров:
 ● - сталь; ○ - полиэтилен; 1 - пять пропусков;
 2 - три пропуска.

Экспериментальные исследования, проведенные с целью определения оптимальных технологических регулировок для каждого сочетания материала винта шнека, показывают, что дальнейшее увеличение зазора до 13 мм приводит к снижению величины дробления и микроповреждения сои серийным и экспериментальным шнеком. Это объясняется тем, что с увеличением зазора, вероятность защемления сои исключается полностью, в итоге резко снижается величина разрушения и микроповреждения сои.

Эффективность деточного обрамления заключается в том, что оно способно перемещать остающиеся неподвижные слои сои без его дополнительного разрушения. Так как в случае попадания самого зерна сои или разрушенных частиц под обрамление, последнее раздвигается и пропускает зерно или ее частицу сквозь нити, не разрушая его. Локальное отклонение нитей происходит при очень малых нагрузках, совершенно не сопоставимых по величине с критическими нагрузками, разрушающими зерно сои даже высокой влажности, поэтому величина повреждаемости сои стальным и полиэтиленовым шнеком со деточным элементом практически сведена до минимума.

Графики (рис. 9.3) показывают, что в зависимости от количества пропусков одного и того же зерна сои дробление серийным шнеком увеличивается в 1,5...2,7 раза при 10- и 20-кратных пропусках, в то же время металлический и полиэтиленовый шнеки со деточным обрамлением практически не допускают дробления зерна.

Для эксперимента использовали сою из скопового материала, имеющую минимум механических повреждений.

Выявляя минимальную величину повреждения зерна сои стальным и полиэтиленовым шнеками, можно с уверенностью сказать, что увеличение зазора между кожухом и винтом свыше 15 мм и перекрытие его эластичным деточным обрамлением является перспективным

в момент отрыва от горизонтальной поверхности

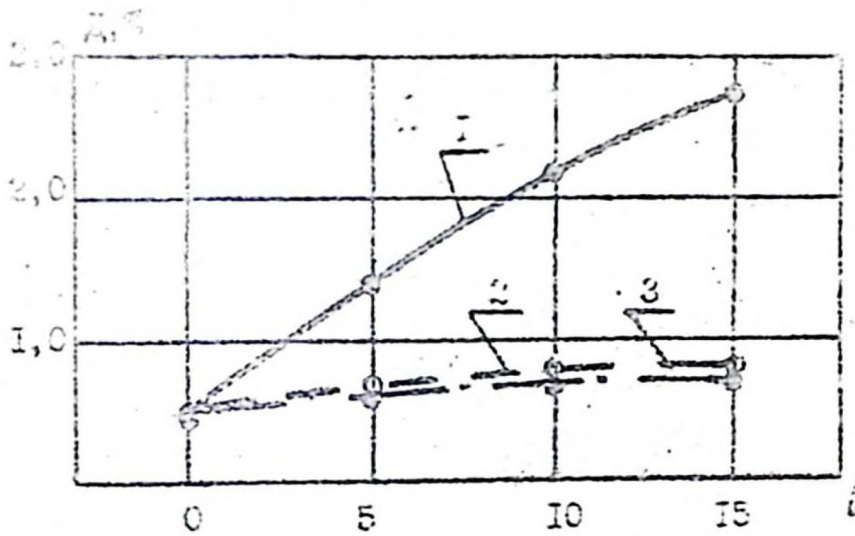


Рис. 9.4 Дробление зерна сои горизонтальным шнеком с серийными экспериментальными винтами в зависимости от количества пропусков: 1 - стальной шнек; 2 - стальной со щеточным элементом; 3 - полиэтиленовый со щеточным элементом.

При работе скребка скребкового транспортера с прорезиненным или другим сплошным эластичным обрамлением в момент заклинивания частиц зерна обрамление отгибается, чтобы пропустить зерновку и создает условие для затягивания в образовавшийся зазор соседних зерен, которые в свою очередь увлекают за собой последующие. Таким образом, практически вся эластичная прокладка скребка в своей торцовой части периодически находится в отогнутом состоянии, а часть зерна постоянно протаскивается по желобу, что вызывает их повреждение.

Исследования показали, что величина дробления и микроповреждения зерна сои серийным скребковым транспортером составляет соответственно 1,1 и 2,3%. С увеличением производительности отмечается снижение величины повреждаемости сои.

Для увеличения производительности скребкового транспортера имеется несколько направлений. Первое направление - это когда не меняя конструкции скребка, можно увеличить производительность транспортера за счет коэффициента заполнения скребков путем обеспечения максимальной подачи. Однако технологический процесс работы зернопогрузчиков, зерноочистительных машин и комбайнов, в которых в конструкции имеются скребковые транспортеры, не обеспечивает им постоянную оптимальную загрузку и коэффициент заполнения скребкового транспортера может меняться 0,1...0,8, поэтому эффективнее другое направление, заключающееся в разработке новой конструкции объемного скребка, снабженного щеточным элементом.

Применение новых скребков в зернопогрузчике ЗПС-100А позволяет повысить его производительность не менее чем на 40%, снизить удельную энергоёмкость и затраты труда соответственно на 28,5 и 30%. Качество транспортируемого зерна сои улучшается за счет практически полного окончания его дробления и микроповреждения.

Давление переменного объема зерна сои, нормально опирающегося на щеточный элемент, возрастает с увеличением диаметра и шага шнека, высоты и ширины скребка, однако сила давления зерна сои на единичную нить остается неизменной, так как с увеличением этих параметров соответственно увеличивается количество нитей по периферии шнека (табл.9.1).

Таблица 9.1

Сила нормального давления, действующая на деточный элемент шнека и скрепка при транспортировании (Угол подъема зерна 45°)

Диаметр и шаг шнека, высота скрепки, мм	Осевая нагрузка, Н	Количество нитей по периферии шнека и торцевой кромке скрепки		Осевая нагрузка на одну нить, Н	
		$d_H = 0,4$	$d_H = 0,24$	$d_H = 0,4$	$d_H = 0,24$
		шнек			
100-300	1,95-3,19	746-2282	1243-3720	0,0027	0,0017
		скребковый транспортер			
100-300	13,47-15,32	375-487	625-812	0,0348	0,0209

С увеличением частоты вращения шнека от 100 до 300 м^{-1} давление транспортируемого зерна сои на деточный элемент горизонтального транспортера возрастает в пределах от 0,00305 до 5,014 Н/1 при диаметре нити $d_H = 0,4$ мм.

Скорость перемещения скребковой цепи транспортеров находится на уровне 0,5...2 м/с. Ее влияние на силу нормального давления менее заметно, однако в самый начальный момент при захвате сои сила давления возрастает в 2...3 раза.

Результаты экспериментальных исследований винтового и скребкового транспортеров по определению силы деформации нитей деточного элемента (рис. 9.5) показали, что для нити свободной длины кривизна ее изгиба уменьшается с уменьшением диаметра, а следовательно уменьшается сила деформации P_H и угол α .

Для возможности управления фактором относительной жесткости деточного элемента $N_{отн}$, который зависит от длины нити l , ее диаметра d_H и толщины обрамления t проведен эксперимент по методике многофакторного планирования.

Обработка результатов опытов методом математической ста-

тистики позволила получить зависимость функции $N_{отн.}$ в закодированном виде:

$$N_{отн.} = 8,325 - 1,27X_1 + 8,0375X_2 + 4,6X_3 + 3,55X_1X_3$$

где X_1 , X_2 и X_3 - закодированные значения факторов.

Анализ данного уравнения показывает, что относительная жесткость деточного обрамления уменьшается с увеличением ее длины, а при увеличении диаметра нитей и толщины обрамления относительная жесткость пропорционально возрастает.

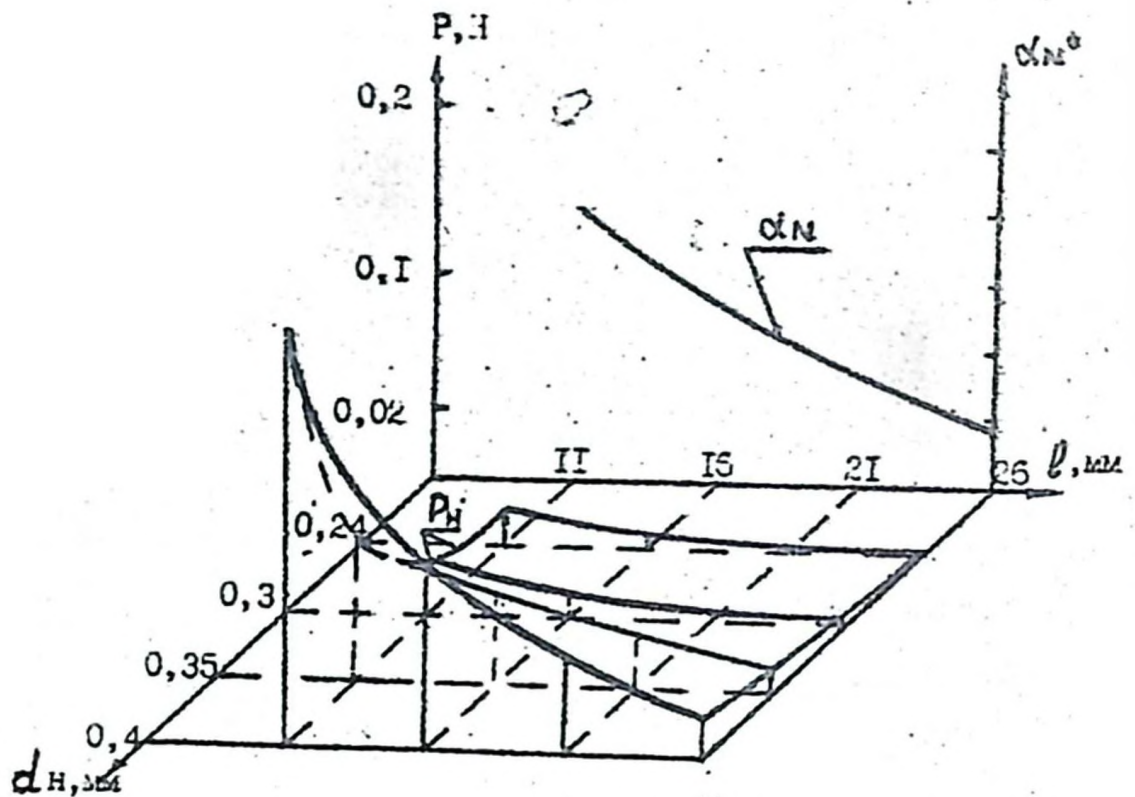


Рис. 9.5 Зависимость силы деформации упругой нити P_H и угла α_M от ее свободной длины l и диаметра d_H .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследование повреждения зерна сои при уборке и послеуборочной обработке позволяет заключить, что в поточных зерноочистительных линиях наряду с выделением примесей повреждаются наиболее ценные семена, а производительность механического повреждения превышает повреждающую способность молотильного устройства комбайна, после которого наибольшее повреждающее воздействие оказывают шнеки, норки и скребковые транспортеры, а также перемещение семян по зернопроводам с углом наклона к горизонту больше 30° и высотой перепада уровней перемещения зерна более 2-х метров.

Поврежденное зерно сои полностью не отсортировывается на решетках, триерах и воздушным потоком и содержится в большом количестве — до 16% дробление, и до 40% — микроповреждение в семенах и товарном зерне, соответственно, до 10 и 20%. Вследствие этого порчи, ухудшается качество семян и продуктов переработки. Соответственно ввиду повреждения урожайность семян снижается в следующем порядке: вмятины, уколь — на 16%, отбита часть зерна — 24%, трещины в области семядолей — 31%, срыв семенной оболочки — 35%, трещины в области корешка зародыша — 68%, дробление зерна на 100%. Норма содержания масличной примеси базисной кондиции 6% и ограничительной 10%. (ГОСТ 17109-71). Партия сои, содержащая масличную примесь свыше 10% приемке не подлежит, или может быть принята на особых условиях.

Теоретический анализ процесса взаимодействия зерна сои с элементами рабочих органов транспортирующих устройств позволил обосновать основные факторы, влияющие на силу удара, а следовательно, определяющие условия прочности зерна — это скорость уда-

ра, упругие характеристики зерна и рабочего органа, масса, размеры и кривизна поверхности соударения.

Установлена сортовая устойчивость семян сои к механическим повреждениям. Наиболее устойчивыми к механическим воздействиям (ударным) оказались семена сорта Рассвет, Аврора, Амурская 570, менее устойчивы Амурская 310, Янтарная, ВНИИ-1, МК-1 и среднеустойчивые - Восход, Амурская 544, Амурская 494, Амурская 571, Смена, Амурская 546, Амурская 41, ВНИИС-2. С повышением влажности и при положительной температуре воздуха проявляются пластичные свойства зерна сои, что ведет к увеличению площади контакта при силовом взаимодействии с рабочими органами и к уменьшению напряженности материала в зоне контакта. Поэтому те нагрузки, которые являются критическими для сухого зерна, не всегда вызывают разрушение влажного зерна. Для снижения механических повреждений зерна сои ее уборку и послеуборочную обработку необходимо проводить при положительных температурах и влажности зерна 16 - 14%.

Получены теоретические зависимости, позволяющие обосновать условия заземления зерна сои в шнеке и скребковом транспортере, определить производительность механического повреждения, которая зависит от конструктивных и кинематических параметров данных рабочих органов, объема перемещаемого зерна и вероятности его заземления.

Обоснована величина рационального зазора, исключающего заземление зерна в шнеке и скребковом транспортере. Определено оптимальное техническое решение вопроса перекрытия зазоров рабочих органов путем деточного, эластичного обрамления кромки, обеспечивающих качественное перемещение зерна сои практически без механического повреждения.

исследованиями. Экспериментальными исследованиями установлено, что для значительного снижения механической повреждаемости зерна сои при транспортировании его в рабочих органах морей шнеков, скребковых транспортеров, трубопроводов и пневмотранспортера целесообразно использовать немаetalлические материалы. Замена металлических кожшей морей, витков шнеков, трубопроводов пневмотранспортера и теечек позволяет снизить дробление зерна сои в 1,5...2 раза и микроповреждение в 2...2,5 раза.

Критерием расчета параметров шнекового и скребкового транспортеров в эластичном обрамлении является условие, при котором исключается возможность пропускания под обрамлением самого зерна сои и его частиц размером более 1,5 мм. Толщина обрамления, обеспечивающая стабильную работу шнека и скребкового транспортера зависит от конструктивных параметров шнека и скребка, объемной массы перемещаемого груза, угла его подъема, диаметра, толщины и длины витов обрамления. Анализ зависимостей показывает, что толщина обрамления должна обеспечивать жесткость, достаточную для преодоления нагрузки со стороны перемещаемого объема зерна сои и не отклоняться при этом от поверхности перемещения на величину большую, чем допустимая.

На основании проведенных исследований созданы новые устройства полиэтиленового шнека, а также полиэтиленового шнека с обрамлением и рабочего органа скребкового транспортера, снабженного щеткой, закрепленной по нижнему краю. (Решение ВНИИЭ о выдаче А.С. по заявкам № 4738796, 4918509, 4719074, 5034072, 5019229), предложена методика расчета конструктивных и технологических параметров данных рабочих органов. Эксплуатация морей, шнеков и скребковых транспортеров на оптимальных режимах и регулировках при уборке и послеуборочной обработке зерна сои на Дальнем Востоке позволит получить в 1,2...1,3 раза выше выход товарного зерна. Экономия труда составит 15,6 тыс. чел/ч.

ЛИТЕРАТУРА

1. Александр Л.М. Теория вертикального шнека // Организация и механизация перегрузочных работ в речных портах. - Л.-М., 1950. - Вып.7. - С.27-46.
2. Беляев Н.М. Сопротивление материалов - М.: Наука, 1905. - 856 с.
3. Буряков А.Г. Механизация погрузочно-разгрузочных работ в сельском хозяйстве. Обзорная информация. - М.: ВНИИТЭИСХ, 1979. - 51с.
4. Вальдииков Ю.Н. Производство, расчет и конструирование деточных устройств. - Л.: Изд-во Ленинград. ун-та, 1974. - 186с.
5. Вальдииков Ю.Н., Тополиди К.Г. Технические детки в текстильной и легкой промышленности. - М.: Легпромбытиздат, 1988. - 144с.
6. Гевко Б.М., Рогатынский Р.М. Оптимизация конструктивных параметров шнековых конвейеров // Известия вузов. Машиностроение, 1987. - №5. - С.109-114.
7. Гевко В.М. Технология изготовления спиралей шнеков. - Львов: Вида школа, 1986. - 15с.
8. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры. - М.: Машиностроение, 1972. - 184с.
9. Григорьев А.М. Элементы теории винтовых конвейеров. - Казань.: КХТИ, 1957. - 72с.
10. Гурвич В.Е., Штейман Д.И. Поля допусков размеров при холодной прокатке спиралей для шнековых транспортеров // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1990. - №2. - С.42-43.
11. Гусев Л.М. Расчет и конструкция подметально-уборочных машин. - М.-Л., 1963. - 204с.
12. Делтов В.П., Григорьев А.М. О критических углах наклона винтовых конвейеров // Науч. тр. / Казанский химико-технол. институт. - Казань, 1968. - Вып.31. - С.109-115.
13. Делтов В.п., Григорьев А.М. Расчет производительности крутонаклонных и вертикальных быстроходных шнеков, транспортирующих сыпучих материалов // Известия вузов. Горный журнал, 1965. - №10. - С.118-126.
14. Зенков Р.Л. и др. Машины непрерывного транспортера. - М.: Машиностроение, 1980. - 304с.
15. Иванов В.Г. Исследование режимов работы скоростных винтовых транспортеров зернопогрузчиков: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. - Иркутск, 1963. - 23с.

16. Козьмин П.С. Машины непрерывного транспорта. Элеваторы, транспортеры и конвейеры.-М.-Л.: Машиз, 1949.-154 с.
17. Корнеев Г.В. Транспортеры и элеваторы сельскохозяйственного назначения.-М.: Машиз, 1961.-231с.
18. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины.-М.: Колос, 1981.-263 с.
19. Попов Е.П. Теория и расчет гибких упругих стержней.-М.: Наука, 1986.-296с.
20. Резоренова Е.Е., Макаров В.В. Влияние травмирования при перемещении внутри элеватора на семенные свойства гороха, гречихи и проса//Труды ВНИИЗ.- 1971.-Вып.71.-С.36-41.
21. Ребрилов Д.И., Шумаков Н.С., Зозуля Б.А. Травмирование семян и некоторые возможности его снижения//Материалы IV научной конференции Всесоюзного и-и института зернового хозяйства:Сб. науч. тр.- Целиноград, 1970.-105с.
22. Сливаковский А.О., Дьячков В.Н.Транспортирующие машины.-М.: Машиностроение, 1968.-509с.
23. Стоянова М. Теоретическое исследование процесса транспортирования грузов в открытых шнеках//Тр./Год.ВисШ.ин-т archit. и стр-во.-София, 1985.-св.6,31.- С.159-164.(болг).
24. Стоянова М. Теоретическое исследование процесса транспортирования насыпного материала в закрытом шнеке//Тр./Год.ВисШ.ин-т archit. и стр-во.-София, 1985.-св.6,31.-С.145-157.(болг).
25. Тезисы доклада о результатах государственных испытаний тихоходной норки НТХ-20 (4132410)/КубНИИТИМ.-Новокубанск, 1980.-13с.
26. Тен Г.И. Совершенствование процесса перемещения семян сои шнековым транспортером: Автореф. дис...канд. техн. наук.-Благовещенск, 1991.-21с.
27. Штейнлухт Л.Е. Влияние травматических повреждений на всхожесть твердых пшениц//Селекция и семеноводство.-1939.-№10-11.-С.11.
28. Юденко Б.И., Рубанов Д.П., Вышегородцева М.П. Качество масла сои в зависимости от условий ее созревания и хранения//Резервы повышения эффективности соеводства:Сб. науч. тр./ВАСХНИЛ.Сиб. отд-ние ВНИИ сои.-Новосибирск, 1988.-С.122-125.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
1. Состояние качества семян и товарного зерна сои	4
2. Повреждение зерна сои при уборке и обработке	5
3. Исследование процесса перемещения и заземления зерна сои винтовым и скребковым транспортерами	3
4. Конструкции транспортирующих устройств, обеспечивающие снижение повреждения зерна сои	15
4.1. Способ изготовления винта винтового конвейера	19
4.2. Рабочие органы скребкового конвейера	24
5. Осевая нагрузка на поверхность эластичного обрамления	29
5. Определение толщины эластичного обрамления	44
7. Баланс мощности винтового и скребкового транспортеров с эластичным обрамлением	48
8. Методика расчета силы деформации упругой нити	55
8.1. Экспериментальное определение поправочного коэф- фициента жесткости	70
8.2. Расчет количества нитей (ворсин) в деточном обрам- лении	74
9. Экспериментальные исследования	77
10. Заключение	34
Литература	38

Редактор Казимова А.И.

Лицензия ЛР 020427 от 25.04.1997г.

Подписано к печати 12.07.1999 г.

Бумага офсетная

Формат 60 × 84 $\frac{1}{16}$

Уч. – изд. л. – 4,3

Тираж 40 экз.

Заказ 125

Цена договорная

Отпечатано на роталпринте издательства ДальГАУ
675005, г. Благовещенск, ул. Политехническая, 86

