

УДК 631.354.024/.028

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРОЧНОСТИ СПИРАЛЬНОГО ВИНТА ТРАНСПОРТЕРА

*Исаев Ю.М., д.т.н., профессор, тел.: 89061451331,
isurmi@yandex.ru*

*Злобин В.А., к.т.н., доцент, тел.: 89272729110,
ktnzlobin@yandex.ru*

ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ

*Милашкина О.В., к.т.н., доцент, тел.: 89510940475,
milashkina.o@mail.ru*

ФГБОУ ВО УИ ГА

Ключевые слова: спираль, сыпучий материал, привод, прочность, уравнение, момент, проволока.

В данной статье приведены прочностные расчеты рабочего органа транспортера, выполненного в виде спирального винта при самых распространенных нагрузках во время работы по перемещению сыпучих сельскохозяйственных материалов в закрытом кожухе круглого сечения.

Спиральная пружина представляет собой проволоку круглого сечения, изогнутую по спирали Архимеда, витки которой при любом ее положении, во время работы не касаются соседних витков.

Упругая характеристика спиральной пружины близка к линейной в большом интервале углов закручивания одного конца относительно другого.

Рассмотрим расчет винтовых цилиндрических одножильных пружин кручения. Во время эксплуатации транспортеров со спирально-винтовыми рабочими органами со стороны привода и перемещаемого материала возникают различные нагрузки, силы которых направлены по различным плоскостям. Рассмотрим работу вертикального транспортера, толщина проволоки рабочего органа у которого 7,8 мм., в связке с приводом электродвигателя мощностью 2 кВт.

Методика. При электрической мощности привода асинхронного электродвигателя $N = 2$ кВт проволока рабочего органа транспортера [1,4] испытывает следующие нагрузки при вертикальном транспортировании сыпучих компонентов:

– расчет момента полезного сопротивления M_c после расчета будет иметь следующий вид:

$$M_c = 37500 \cdot N / n = 37500 \cdot 2 / 1060 = 70,7 \text{ кг·см} \quad (1)$$

где n – частота вращения рабочего органа транспортера - спирального винта, мин⁻¹.

– сжатие осевой силой:

$$P_z = 2 \cdot M_c / d_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) = 2 \cdot 70,7 / 7,8 \cdot \operatorname{tg}41^\circ = 20,8 \text{ кг.} \quad (2)$$

где d_{cp} – средний диаметр образующей [4] спирального винта;

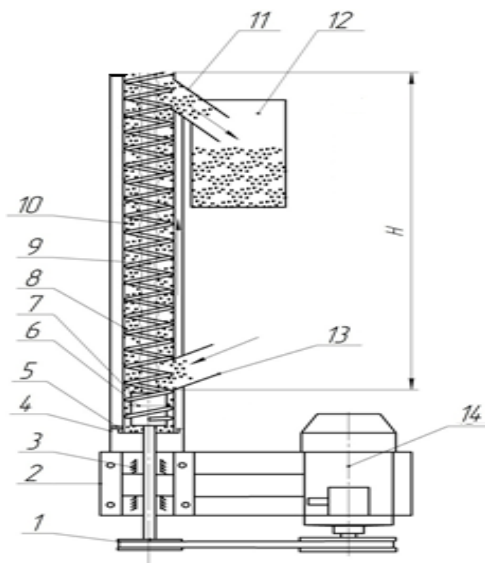


Рисунок 1 – Общая схема вертикального спирально-винтового транспортера и его устройство

- 1 – клиноременная передача; 2 – рама; 3 – подшипник; 4 – рама;
 5 – обвязка; 6 – болтовое соединение; 7 – втулка; 8 – замкнутый круглый кожух;
 9 – спиральный винт; 10 – зерновой материал;
 11 – патрубок; 12 – бункер; 13 – окно подачи сыпучего материала;
 14 – асинхронный электродвигатель.

Учитывая, что спирально-винтовой рабочий орган транспортера [1] выполнен без изгибов (рисунок 1), допуская идентичность полезного момента сопротивления при работе под нагрузкой к моменту, из-

гибающему ($M_{из} = M_c$), а крутящий момент можно определить из следующего уравнения:

$$M_z = P_z \cdot d_{cp} \cdot \cos \alpha / 2 = 20,8 \cdot 7,8 \cdot 0,96 / 2 = 77,8 \text{ кг·см.} \quad (3)$$

Прочность [2] при одновременном совместном действии изгиба и кручения согласно третьей теории прочности можно рассчитать из уравнения:

$$\sigma_{i\delta} = (\sqrt{M_c^2 + M_z^2}) / W_n = (\sqrt{70,7^2 + 77,8^2}) / 0,05 = 2102 \text{ г/см}^2, \quad (4)$$

где $W_n = 0,1 \cdot \delta^3 = 0,1 \cdot 0,8^3 = 0,052 \text{ см}^2$; δ – толщина проволоки 0,8 см.

Нужно учесть предел прочности для данной спирали, которая выполнена из пружинной проволоки. Данный предел относится к 3-му классу, который равен $\sigma_b = 12000 \text{ кг/см}^2$. Имея ввиду общепринятые в технике значения можем найти:

$$\sigma_p = (0,6 \dots 0,7) \sigma_b = 0,65 \cdot 12000 = 7800 \text{ кг/см}^2, \quad (5)$$

и принимая коэффициент запаса $n = 2$, допускаемое напряжение при работе транспортера :

$$\sigma_a = \sigma_p / n = 7800 / 2 = 3900 \text{ кг/см}^2. \quad (6)$$

Вывод. При электрической мощности $N = 2 \text{ кВт}$ материал проволоки спирального винта будет недогружен в $\sigma_b / \sigma_{пр\text{в}} = 3900 / 2102 = 1,85$ раза. Это условие дает возможность увеличить мощность в полтора раза до 3 кВт [2,5] без вреда и перегрузок для геометрии и эксплуатационных свойств спирально-винтового рабочего органа вертикального транспортера [6].

Библиографический список:

1. Исаев Ю.М., Семашкин Н.М., Злобин В.А. Нестационарный процесс перемещения сыпучего материала в транспортерах // Вестник Ульяновской ГСХА. – 2009. № 3. с. 65-68.
2. Исаев Ю, М., Погодин В. П. К вопросу о движении грузов в транспортёре технологии и средства механизации сельского хозяйства // Сб. научн. тр. УГСХА. - Ульяновск, 2000, с. 34-40.
3. Исаев Ю.М. Длинномерные спирально-винтовые и транспортирующие устройства. Монография. ФГОУ ВПО "УГСХА" – Ульяновск :2006 – 433.
4. Легасова А. Н. Осевая скорость перемещения сыпучих материалов в спирально-пружинных транспортёрах / Тр. Ульяновского СХИ. - Ульяновск, 1975. - с. 35 - 37.

5. Исаев Ю.М., Семашкин Н.М., Злобин В.А., Назарова Н.Н., Сотников М.В. Элементы теории спирально-винтового устройства с переменным шагом // Вестник Ульяновской государственной сельскохозяйственной академии. – 2013. – № 3 (23) с. 117-121
6. Преображенский П. А., Григорьев А. М. Сравнительная оценка методов расчёта производительности односпирального гибкого шнека // Химическое и нефтяное машиностроение. - 1970. - № 3.

DETERMINATION OF THE STRENGTH OF THE SPIRAL SCREW OF THE TRANSPORTER

Isaev Y.M., Zlobin V.A., Milashkina O.V.

Keywords: *spiral, bulk material, drive, strength, equation, moment, wire.*

This article presents the strength calculations of the working body of the conveyor, made in the form of a spiral screw at the most common loads during work on the movement of bulk agricultural materials in a closed casing of circular cross section.