

УДК 631.354.024/.028

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТИ МАТЕРИАЛА РАБОЧЕГО ОРГАНА СПИРАЛЬНО-ВИНТОВОГО ПОГРУЗЧИКА

*Ю.М. Исаев, доктор технических наук, профессор,
89278274950, isurmi@yandex.ru*

*В.А. Злобин, кандидат технических наук,
89272729110, ktnzlobin@yandex.ru*

*С.А. Каленков, аспирант, 89041953624, dilory@mail.ru
ФГБОУ ВО Ульяновский ГАУ*

Ключевые слова: *спирально-винтовой рабочий орган, сыпучий материал, привод, прочность, уравнение, погрузчик.*

В работе представлены расчеты на прочность безосевого спирально-винтового рабочего органа погрузчика при самых распространенных нагрузках во время работы по перемещению сыпучих материалов в закрытом кожухе круглого сечения.

Рабочий орган погрузчика представляет собой проволоку круглого сечения, имеющую вид спирали Архимеда, при любом положении которой межвитковое расстояние равно или приблизительно равно ее диаметру.

В большом интервале углов закручивания одного конца относительно другого упругая характеристика спиральной пружины близка к линейной.

Проведем расчет спирально-винтовых цилиндрических одножильных пружин кручения. Во время работы погрузчика со спирально-винтовым рабочим органом со стороны привода клиноременной передачи и движущегося материала возникают нагрузки, силы которых действуют в различных плоскостях. Рассмотрим работу наклонного погрузчика для сыпучих материалов, диаметр проволоки рабочего органа у которого 7,8 мм., связанной с приводом клиноременной передачей. Привод будет иметь мощность 2 кВт.

Методика исследования. При электрической мощности привода трехфазного асинхронного двигателя $N=2$ кВт проволока рабочего органа погрузчика [1,4] испытывает следующие нагрузки при наклонном перемещении сыпучих материалов:

– расчета сопротивления полезного момента M_c рассчитываем следующим образом:

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

где n – количество оборотов спирального винта погрузчика внутри кожуха круглого сечения, мин⁻¹.

– сила сжатия по осевому направлению будет иметь следующий вид после расчета:

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

где d_{cp} – средний диаметр образующей линии [4] спирально-винтового рабочего органа;

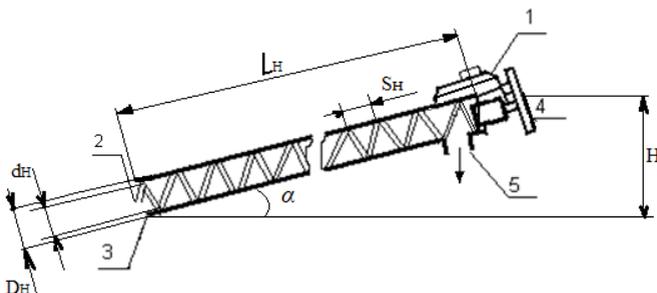


Рисунок 1 – Спирально-винтовой погрузчик:

1 – электродвигатель – 2кВт; 2– спирально-винтовой рабочий орган погрузчика; 3 – кожух рабочего органа; 4 – привод клиноременной передачи; 5 – выгрузное отверстие; Dн=95 мм –наружный диаметр кожуха наклонного погрузчика; dн=86 мм – диаметр спирального винта; Sн=80 мм –шаг спирального винта наклонного погрузчика; Lн=5 м –длина трассы погрузчика; H – высота подъема; α– угол наклона погрузчика к горизонту.

Исходя из того, что спирально-винтовой рабочий орган погрузчика [1] выполнен с отсутствием изгибов (рисунок 1), можно допустить идентичность полезного момента сопротивления во время работы под нагрузкой к моменту, изгибающему ($M_{из} = M_c$), а крутящий момент можно рассчитать по следующему уравнению:

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

Согласно третьей теории прочности [2] можно рассчитать прочность при одновременном воздействии кручения и изгиба:

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

где $W_n = 0,1 \cdot \delta^3 = 0,1 \cdot 0,8^3 = 0,052$ см³; δ – толщина проволоки 0,8 см.

Обязательно учитывается предел прочности данного спирального винта, который выполнен из пружинной проволоки. Предел прочности имеет отношение к 3-му классу, равному $\sigma_b = 12000$ кг/см². Можем найти данный параметр применяя общепринятые в технике значения:

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

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

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

Заключение. При электрической мощности $N = 2$ кВт материал из которого изготовлена проволока спирального винта будет недогружен в $\sigma_b / \sigma_{np} = 3900 / 2102 = 1,85$ раза. Данное условие может дать возможность увеличения мощности в полтора раза до 3 кВт [2,5] без перегрузок и вреда для геометрии, эксплуатационных свойств спирально-винтового рабочего органа наклонного погрузчика [6].

Библиографический список:

1. Легасова А. Н. Осевая скорость перемещения сыпучих материалов в спирально-пружинных транспортёрах / Тр. Ульяновского СХИ. - Ульяновск, 1975. - с. 35 - 37.
2. 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
3. Исаев Ю.М. Длинномерные спирально-винтовые и транспортирующие устройства. Монография. ФГОУ ВПО “УГСХА” – Ульяновск :2006 – 433.
4. Исаев Ю.М., Семашкин Н.М., Злобин В.А. Нестационарный процесс перемещения сыпучего материала в транспортерах // Вестник Ульяновской ГСХА. – 2009. № 3. с. 65-68.
5. 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.

DETERMINATION OF STRENGTH OF MATERIAL OF THE WORKING BODY OF A SPIRAL-SCREW LOADER

Isaev Y.M., Zlobin V.A., Kalenkov S.A.

Key words: *spiral-screw working body, bulk material, drive, strength, equation, moment, loader.*

The paper presents calculations of the strength of a non-axial spiral-screw working body of the loader at the most common loads during the movement of bulk materials in a closed casing of circular cross section.