

УДК 66.047.75

## ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ПРИВОДА СУШИЛЬНОГО БАРАБАНА

©**Беккулов Б. Р.**, докторант, Андижанский машиностроительный институт,  
г. Андижан, Узбекистан, *botirali.bekkulov@mail.ru*

©**Каримов А. А.**, Андижанский машиностроительный институт, г. Андижан, Узбекистан

©**Косимов У. К.**, Андижанский машиностроительный институт, г. Андижан, Узбекистан

## SUBSTANTIATION OF DEVICE TECHNICAL PARAMETERS OF DRYING REEL DRIVE

©**Bekkulov B.**, doctoral student, Andijan Machine Building Institute,  
Andijan, Uzbekistan, *botirali.bekkulov@mail.ru*

©**Karimov A.**, Andijan Machine Building Institute, Andijan, Uzbekistan

©**Kosimov U.**, Andijan Machine Building Institute, Andijan, Uzbekistan

*Аннотация.* Предлагается методика расчета основных параметров и кинематический расчет разработанного устройства привода сушильного барабана для сушки зерна.

Выполнены расчеты, в которых учитывалась мощность электродвигателя, длина сушильного барабана и другие параметры. Все это позволило увеличить коэффициент полезного действия сушильного аппарата.

Подобные расчеты могут быть использованы и для других сушильных аппаратов с другими параметрами.

*Abstract.* The method of calculating the main parameters and the kinematic calculation of the developed device for driving the drying drum for drying the grain is proposed. Calculations were performed in which the power of the electric motor, the length of the drying drum and other parameters were taken into account. All this allowed increasing the efficiency of the drying apparatus.

Similar calculations can be used for other drying devices with other parameters.

*Ключевые слова:* устройство, зерно, привод, барабан, кинематический расчет.

*Keywords:* device, grain, drive, reel, kinematic calculation.

Для проектных работ требуется определенные расчеты, которые, способствуют к оптимальному выбору основных параметров. Целью настоящей работы является изложить методику расчета для привода сушильного барабана устройства для сушки зерна. Проведенная первичная испытания подтвердила выполненные расчеты [1].

Одним из основных рабочих органов устройства для сушки зерна является сушильный барабан (Рисунок 1) [2].



Рисунок 1. Опытный образец изготовленного устройства для сушки зерна

Привод сушильного барабана состоит из электродвигателя — 1, редуктора — 2, муфты — 3, подшипников — 4. Сушильный барабан — 5 расположен под углом  $\alpha$  к горизонту (Рисунок 2).

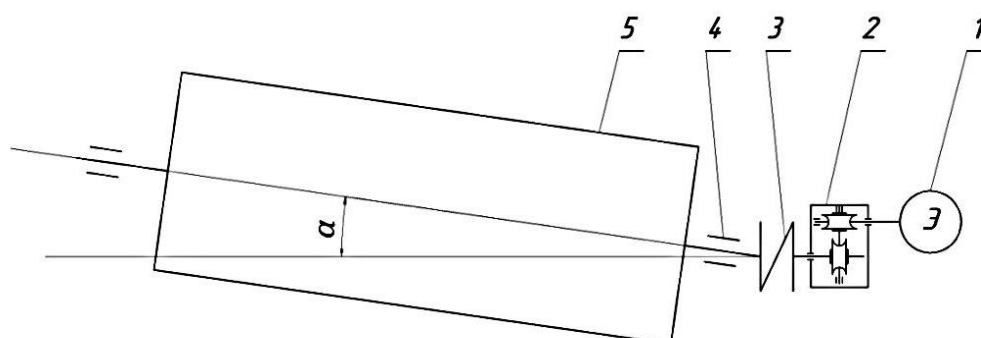


Рисунок 2. Схема привода сушильного барабана

Находим величину окружной силы, необходимой для обеспечения вращательного движения сушильного барабана, используя расчетную схему (Рисунок 3).

Как видно из схемы, величина окружной силы для движения сушильного барабана —  $F_t$  должна быть больше, чем силы трения —  $F_{тр}$ , то есть должно соблюдаться следующее условие:

$$F_t > F_{тр} \quad \text{или} \quad T_3 > M_{тр} \quad (1)$$

где,  $T_3$  — крутящий момент, необходимый для работы сушильного барабана, н·м;  
 $M_{тр}$  — момент сил трения, н·м.

Сила трения:

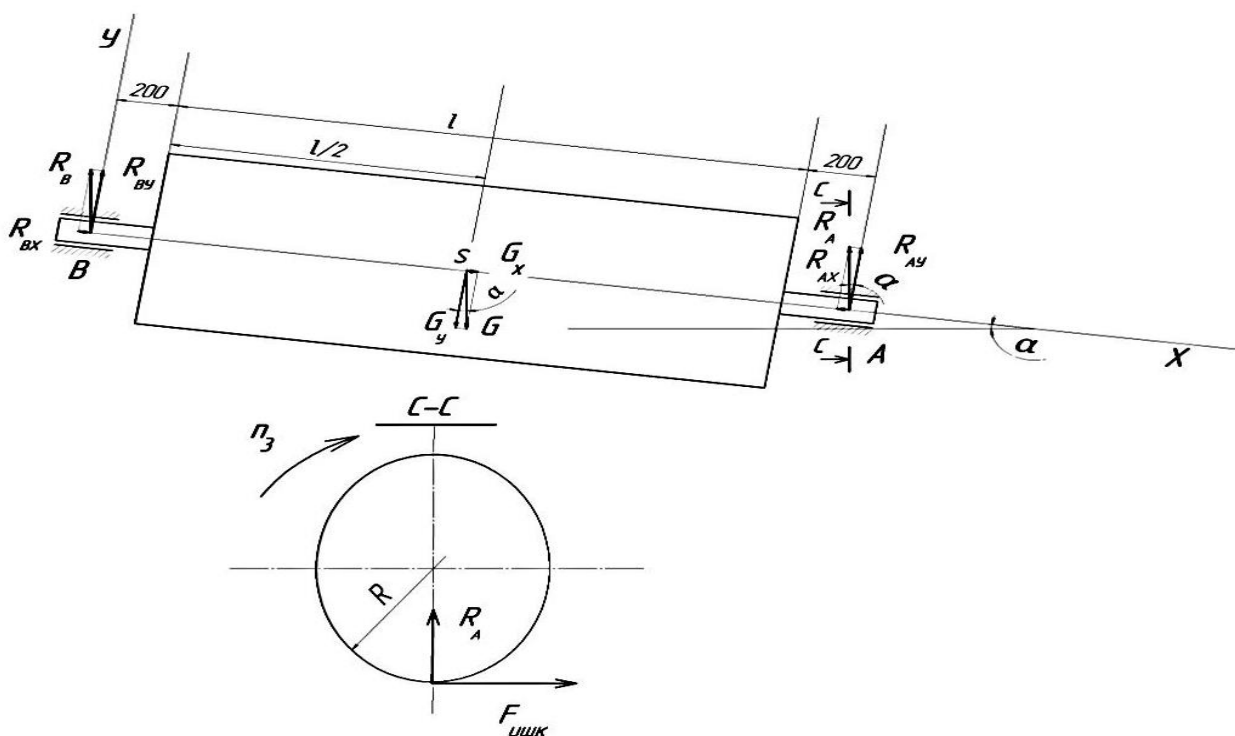


Рисунок 3. Расчетная схема сушильного барабана

$$F_{\text{тр}} = f \cdot G_y, \quad (2)$$

где  $f$  – коэффициент трения;  $G_y$  – составляющая силы тяжести.

Под действием силы тяжести в опорных реакциях возникают следующие силы:

а) Силы реакции в опорах, которые определяются следующим образом:

$$R_{AY} = R_{BY} = m \cdot g \cdot \cos\alpha \left( \frac{l + 0,4}{2} \right) / (l + 0,4) \quad (3)$$

где,  $l$  – длина барабана, м.

б) Осевые силы в опорах, которые определяются следующим образом:

$$R_{AX} = R_{BX} = \frac{m \cdot g \cdot \sin\alpha}{2} \quad (4)$$

Так как, в опорах возникают осевые силы, следует выбирать упорные подшипники для вала.

В общем случае значения опорных реакций и осевых сил равны:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}, \quad R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} \quad (5)$$

По значению и вектору сил можно написать следующую зависимость:

$$|R_A| = |R_B| = \left| \frac{G}{2} \right|, \quad \bar{G} = \bar{R}_A + \bar{R}_B \quad (6)$$

Учитывая (6) сила тяжести равна:

$$G = 2 R_A \quad (7)$$

Учитывая (6) и (7), можно написать (2) следующим образом:

$$F_{\text{тр}} = 2 \cdot f \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \left( \frac{l+0,4}{2} \right) / (l + 0,4) \quad (8)$$

Момент сил трения равен:

$$M_{\text{тр}} = F_{\text{тр}} \cdot r = 2 \cdot f \cdot m \cdot g \cdot \cos \alpha \left( \frac{l+0,4}{2} \right) / (l + 0,4) \cdot r \quad (9)$$

где,  $r$  — радиус вала сушильного барабана, м.

Согласно расчетам, приведенным в формуле 9 — значение момента сил трения пропорционально длине сушильного барабана. Поэтому при проектировании желательно выбирать меньшую длину барабана.

Если, длина барабана  $l = 1800$  мм, масса зерна подлежащего сушке вместе с конструкцией барабана составляет общую массу  $m = 200$  кг, угол наклона барабана к горизонту  $\alpha = 20^\circ$ , диаметр вала сушильного барабана  $d = 100$  мм, в соответствии с (4) силы реакции  $R_{Ay} = R_{By} = 920$  Н, из (5) силы трения  $F_{\text{тр}} = 552$  н, из (6)  $M_{\text{тр}} = 27,6$  н · м.

Для проектирования сушильного барабана учитывая (1) и, принимая во внимание коэффициент запаса, принимаем крутящий момент рабочего вала  $T_3 = 200$  н · м и число его оборотов  $n_3 = 15 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ .

Ниже мы приводим кинематические расчеты сушильного барабана (рис. 2). Для обеспечения вращательного движения сушильного барабана значение мощности на валу равно:

$$P_3 = T_3 \cdot \omega_3 = T_3 \cdot \frac{\pi \cdot n_3}{30} = 314 \text{ Вт}$$

Находим требуемую мощность для электродвигателя:

$$P_T = \frac{P_3}{\eta} = 468,6 \text{ Вт}$$

где, — КПД привода, который определяется следующим образом:

$$\eta = \eta_1^2 \cdot \eta_2^2 \approx 0,67$$

где,  $\eta_1 = 0,82$ - КПД для одноступенчатого червячного редуктора;

$\eta_2 = 0,992$  — КПД для пары подшипников [3, с. 5].

Основываясь на требуемой мощности, выбираем электродвигатель:

$P = 0,55$  кВт, марки 4А71А4, коэффициент скольжения  $S = 7,3\%$ , синхронная число оборотов  $n_c = 1500$  об / мин [3, с. 390].

Первый вал является валом электродвигателя, его действительное число оборотов равно:

$$n_d = n_1 = n_c \cdot \left(1 - \frac{S}{100}\right) = 1390 \text{ об/мин}$$

Общее передаточное отношение привода по числу оборотов валов равно:

$$U = \frac{n_1}{n_3} = 92,66$$

Выбираем редуктор для привода. Привод имеет относительно большое передаточное число, поэтому подбираем двухступенчатый червячный редуктор с наименьшими габаритными размерами. Общее передаточное отношение привода по передаточным отношениям передач теоретически равно:

$$U = U_1 \cdot U_2 = 92,66$$

где,  $U_1$  – передаточное число первой ступени редуктора;  
 $U_2$  – передаточное число второй ступени редуктора .

Обе ступени редуктора имеют практически одинаковое передаточное отношение:  $U_1 = U_2 = 10$ . В этом случае общее передаточное число привода равно:  $U_d = 100$ .

Таким образом, в процессе работы наблюдаются следующие параметры:  
 Число оборотов 1-вала (вала электродвигателя):

$$n_1 = 1390 \text{ об/мин}$$

Число оборотов 3-вала (вала сушильного барабана):

$$n_3 = \frac{n_1}{U} \approx 14 \text{ об/мин}$$

Мощность на 1-валу:

$$T_1 = \frac{P}{\omega_1} = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n_1} = 0,0038 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Мощность на 3-валу:

$$T_3 = T_1 \cdot U \cdot \eta_1^2 \approx 0,250 \text{ кН} \cdot \text{м} = 255 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

*В заключении можно сделать следующие выводы:*

-подобранная мощность электродвигателя обеспечивает вращение барабана с массой  $m = 200$  кг;

- длина сушильного барабана увеличивает силу трения в подшипниках, что приводит к снижению КПД. Поэтому, при проектировании рекомендуется принимать наименьшую длину.

-при больших передаточных числах применение червячного редуктора имеет относительно меньшие габаритные размеры, однако приводит к снижению КПД передачи.

*Список литературы:*

1. Bekkulov B. R. Working out of the power effective design mobile grain-dryer installations // Бюллетень науки и практики. 2017. №. 11. С. 80-86. DOI:10.5281/zenodo.1048312.
2. Беккулов Б. Р., Алиев Р. и др. Устройство для сушки зерновых культур. Решение о приеме заявки к рассмотрению АИС Республики Узбекистан от 21.11.2017 №17106 (Заявка FAP № 20170112, 15.09.17)
3. Чернавский С. А., Боков К. Н., Чернин И. М., Ицкович Г. М., Козинцов В. П. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Машиностроение. 1988. Т. 416.

*References:*

1. Bekkulov, B. R. (2017). Working out of the power effective design mobile grain-dryer installations. *Bulletin of science and practice*, (11). 80-86. doi: 10.5281/zenodo.1048312.
2. Bekkulov, B. R., & Aliev R. et al. (2017). Device for drying grain crops. Decision on accepting the application for consideration of AIS of the Republic of Uzbekistan as of 21.11.2017 No. 17106 (*Application FAP No. 20170112, 15.09.17*)
3. Chernavsky, S. A., Bokov, K. N., Chernin, I. M., Itskovich, G. M., & Kozintzov, V. P. (1988). Course design of machine parts. Moscow: *Mechanical engineering*, 416.

*Работа поступила  
в редакцию 02.06.2018 г.*

*Принята к публикации  
06.06.2018 г.*

*Ссылка для цитирования:*

Беккулов Б. Р., Каримов А. А., Косимов У. К. Обоснование технических параметров устройства привода сушильного барабана // Бюллетень науки и практики. 2018. Т. 4. №7. С. 210-215. Режим доступа: <http://www.bulletennauki.com/bekkulov-1> (дата обращения 15.07.2018).

*Cite as (APA):*

Bekkulov, B., Karimov, A., & Kosimov, U. (2018). Substantiation of device technical parameters of drying reel drive. *Bulletin of Science and Practice*, 4(7), 210-215.