

DOI: 10.31319/2519-8106.1(54)2026.351049

UDC 621.867.42

**Chasov Dmytro**<sup>1</sup>, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Mechanical Engineering Technologies and Engineering

**Часов Д.П.**, кандидат технічних наук, доцент, кафедра машинобудівних технологій та інженерії

ORCID: 0000-0003-3830-693X,

e-mail: 0969995009@ukr.net

**Beihul Vsevolod**<sup>1</sup>, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Industrial Mechanical Engineering

**Бейгул В.О.**, кандидат технічних наук, доцент, кафедра галузевого машинобудування

ORCID: 0000-0002-7320-0156

e-mail: dstumomz@gmail.com

**Serilko Dmytro**<sup>2</sup>, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Construction, Road and Reclamation Machinery

**Серілко Д.Л.**, кандидат технічних наук, доцент, кафедра будівельних, дорожніх та меліоративних машин

ORCID: 0000-0001-5881-2413

e-mail: dstumomz@gmail.com

**Hilmutdinov Renat**<sup>1</sup>, PhD student

**Гільмутдінов Р.Ф.**, здобувач третього (доктор філософії) рівня вищої освіти, кафедра машинобудівних технологій та інженерії

ORCID: 0009-0000-4347-1919

e-mail: dstumomz@gmail.com

**Linyk Maksym**<sup>1</sup>, applicant for the second (master's) level of higher education, Department of Industrial Mechanical Engineering

**Лінник М.С.**, здобувач другого (магістерського) рівня вищої освіти, кафедра галузевого машинобудування

ORCID: 0009-0001-4360-3544

e-mail: dstumomz@gmail.com

<sup>1</sup>Dniprovsk State Technical University, Kamianske

Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

<sup>2</sup>National University of Water Management and Environmental Management, Rivne

Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне

## DETERMINATION OF THE KINETIC ENERGY OF THE SCREW CONVEYOR SCREW HELIX RIBBON

## ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕТИЧНОЇ ЕНЕРГІЇ СТРІЧКИ СПІРАЛІ ШНЕКУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРУ

*The article considers the problem of reducing the energy consumption of screw conveyors by specifying the dynamic characteristics of the working body. The feasibility of taking into account the own mass of the screw spiral belt as a component of an energy-intensive system is substantiated. An approach to determining dynamic loads on the belt supports is proposed, taking into account the fractional composition of the transported cargo and introducing the given dynamic coefficients. Based on the Lagrange equations of the second kind, analytical expressions for the components of the kinetic*

© Часов Д.П., Бейгул В.О., Серілко Д.Л., Гільмутдінов Р.Ф., Лінник М.С., 2026.

Ліцензія Creative Commons CC BY 4.0

*energy of the system “screw shaft - spiral belt” are obtained. Formulas for calculating the kinetic energy of the spiral belt and its supports are determined, which can be used in the design and optimization of screw conveyor structures.*

**Keywords:** *auger spiral ribbon, energy consumption, transportation, screw conveyor.*

*Актуальність дослідження зумовлена зростанням вимог до енергоефективності та матеріалоємності гвинтових конвеєрів, які широко застосовуються у сільськогосподарському та промисловому виробництві. Одним із ключових чинників, що впливають на енергоємність процесу транспортування, є власна маса робочого органу — стрічки спіралі шнеку, а також динамічні навантаження, що виникають під час її взаємодії з транспортованим вантажем. Існуючі наукові підходи здебільшого зосереджені на впливі швидкості транспортування та властивостей вантажу, тоді як конструктивні особливості стрічки спіралі та їхній внесок у кінетичну енергію системи залишаються недостатньо дослідженими.*

*Метою роботи є аналітичне визначення кінетичної енергії стрічки спіралі шнеку гвинтового конвеєра з урахуванням динамічних навантажень і фракційного складу транспортованого вантажу. Для досягнення поставленої мети в роботі вирішено такі задачі: визначено складові кінетичної енергії системи шнекового конвеєра; запропоновано представлення динамічних навантажень через погонні маси вантажу та стрічки з використанням коефіцієнтів динамічності; отримано аналітичні вирази для розрахунку навантажень на опори стрічки спіралі шнеку для однорідних і неоднорідних вантажопотоків; сформовано апроксимуючі функції переміщень елементів системи та записано рівняння руху на основі рівнянь Лагранжа другого роду.*

*У результаті дослідження отримано аналітичні формули для визначення кінетичної енергії стрічки спіралі шнеку та її опор, що враховують взаємодію робочої і холостої гілок стрічки з валом шнеку. Показано, що запропонований підхід дозволяє оцінювати динамічні навантаження при будь-якому фракційному складі вантажу та може бути використаний як основа для інженерних розрахунків гвинтових конвеєрів.*

*Перспективи подальших досліджень полягають у проведенні експериментальної перевірки отриманих аналітичних залежностей, а також у використанні результатів для оптимізації конструкції стрічки спіралі шнеку з метою зниження маси та енергоємності транспортних систем.*

**Ключові слова:** *стрічка спіралі шнека, енергоємність, транспортування, гвинтовий конвеєр.*

### **Problem's Formulation**

The main elements that determine the metal capacity of a screw conveyor are its chute and auger. Since the chute is a thin-sheet structure that provides controlled and integral movement of the load, and, most importantly, is a static system that does not consume energy from the operation of the conveyor, it can be neglected in dynamic or kinetic calculations. Accordingly, the metal capacity of the working body itself directly affects the energy capacity of the transportation process. The dynamic load of the screw, in addition to the weight and other physical properties of the transported material, is affected by the dead weight of the screw structure as an executive body. Reducing the weight of the integral structure will reduce the energy capacity of the entire system.

### **Analysis of recent research and publications**

In works [1, 2], the definition of dynamic coefficients during the transportation of agricultural products by scraper and shank conveyors is given. However, the influence of the design features of the working body is not described. In work [3], the dependence of dynamic coefficients on the speed of transportation and fractionality of cargo is shown. The features of transportation by screw conveyors are not clearly distinguished. In works [4, 5], graphs of the dependences of the dynamic coefficient on speed are presented, which are built on the basis of experimental studies of the movement of a single cargo element without taking into account other physical and mechanical features of the system. In other works [6—9], attention to kinetic energy or dynamic loading is not noted.

The main requirement for maximum weight reduction of elements is guaranteed to ensure full operational capacity and ensure the intended purpose in full. The main indicators of the operational

capacity of such a system are the unreduced and reduced dynamic characteristics, namely the potential and kinetic energy of the mechanism. Accordingly, determining the components of the main characteristics of the conveyor, as an energy-intensive system, allows us to attribute such calculations to priority scientific areas and practical tasks.

#### Formulation of the study purpose

The purpose of the work is to obtain an analytical formula for determining the kinetic energy of the screw spiral belt. To achieve this goal, it is necessary to solve the following tasks:

- write down the components of the kinetic energy of the screw conveyor system;
- write down the defined expressions in approximating functions;
- determine the kinetic energy of the supports of the screw spiral belt.

#### Presenting main material

According to standardized passport documentation, the conveyor's performance is determined by the unit weight of the transported cargo  $q$ :

$$q = Q/v, \quad (1)$$

where:  $q$  — running weight of the transported cargo, kg/m;  $Q$  — passport capacity of the conveyor, kg/s;  $v$  — transportation speed, m/s.

Since in the static position of the conveyor, the load on the belt supports of the screw spiral is determined by the unit weight of the cargo, it is logical to use this value during cargo movement with the introduction of a new concept of the dynamic coefficient.

$$K_{\delta} = \frac{P_{\delta}}{g(q_r + q_{\wedge})s}. \quad (2)$$

where:  $K_{\delta}$  — dynamic coefficient, reduced to the linear mass of the cargo;  $P_{\delta}$  — dynamic load on the support of the auger spiral tape, n;  $g$  — acceleration due to gravity, m/s<sup>2</sup>;  $q_r$  — running weight of cargo, kg/m;  $q_{\wedge}$  — running weight of the tape, kg/m;  $s$  — pitch of the auger spiral belt supports, m.

When determining the design loads, we take cases of transportation of coarse fractional material and small bulk cargo.

This gives reason to represent the total cargo flow as the sum of individual cargo flows: a continuous cargo flow of small fractions and a discrete flow of large elements:

$$q = \sum_i q_i, \quad (3)$$

where:  $q$  — running weight of freight traffic;  $q_i$  — running weight of the  $i$ th component of the total freight flow.

During the movement of the belt, each cargo flow interacts with the belt supports of the screw spiral with its dynamic coefficient.

The dynamic load acting on each belt support of the screw spiral, according to expression (3), can be represented in the following form:

$$P_{\delta} = K_{\delta}(q_{\wedge} + q_r)gs = gs \sum_i K_{\delta_i} q_i, \quad (4)$$

where:  $P_{\delta}$  — dynamic load acting on the support of the screw spiral belt, n;  $K_{\delta}$  — given dynamic coefficient;  $q_{\wedge}$  — running weight of the auger spiral belt, kg/m;  $q_r$  — running weight of freight traffic, kg/m;  $g$  — acceleration due to gravity, m/s<sup>2</sup>;  $s$  — pitch of the screw spiral belt supports, m;  $K_{\delta_i}$  — dynamic coefficient for the  $i$ -th component of freight traffic;  $q_i$  — linear mass  $i$ -th component of the cargo flow, including the auger spiral belt.

For large elements of cargo flows, formula (4) can be rewritten in the following form:

$$P_{\delta} = gs [K_{\delta_1}(0,60 \div 0,70)q + K_{\delta_2}(0,15 \div 0,20)q + K_{\delta_3}(0,10 \div 0,15)q + K_{\delta_4}q_{\wedge}], \quad (5)$$

where:  $K_{\delta_1}, K_{\delta_2}, K_{\delta_3}, K_{\delta_4}$  — dynamic coefficients for the flow of fractions of small, medium, large elements and the ribbon of the screw spiral, respectively.

For homogeneous flows, formula (4) takes on a simpler form:

$$P_{\delta} = gsK_{\delta}q, \quad (6)$$

where:  $K_{\delta}$  — dynamic coefficient for fractions of a given flow;  $q$  — linear mass of a homogeneous flow kg/m.

Thus, formulas were obtained for determining the design loads on the supports of the spiral belt of the screw: formula (5) - for the most general case of cargo flow, formula (6) - for homogeneous cargo flows.

These loads, being added with the gravitational forces of the spiral belt supports, give the design loads acting on the screw shaft:

$$P_{\delta} = q \left( m_{p.o.} + s \sum_i K_{\delta i} q_i \right), \quad (7)$$

where:  $P_{\delta}$  — calculated load on the screw shaft, n;  $m_{p.o.}$  — mass of the auger spiral belt supports, kg.

The obtained expression (7) allows to calculate the dynamic load at any fractional composition of the transported cargo, which is the basis for the calculation of the conveyor.

The general principle of studying the dynamics of the disturbed motion of the screw-belt system is to derive the Lagrange equations of the second kind

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\partial T}{\partial q_i} \right) = - \frac{\partial \Pi}{\partial q_i} + Q_i, \quad (8)$$

where:  $T$  — kinetic energy of the system, J;  $n$  — potential energy of the system, J;  $q_i$  — generalized coordinate corresponding to the  $i$ th harmonic of oscillations, m;  $Q_i$  — generalized force corresponding to the  $i$ th harmonic of oscillations, n(n.m).

For the case of free oscillations  $Q_i = 0$ .

The application of Lagrange equations of the 2nd kind assumes the presence of restraining connections between the elements of the system, while the connection between the belt and the screw shaft is non-restraining, one-way.

Therefore, the assumption of the continuous interaction of the belt and the screw is made. In the general case, the potential energy of the "screw shaft-belt" system consists of the potential energy of the runs and the belt of the working and idle branches (the interval of operation when the screw spiral is in the upper positions). Kinetic energy consists of the kinetic energy of the runs (the entire spiral revolution)  $T_n$ , working  $T_{p.l}$  та холостий гілок  $T_{x.l}$  spiral ribbons of auger supports and their supports ( $T_{p.o}$  — support of the working branch of the auger spiral ribbon and  $T_{poi}$  — support of the  $i$ -th branch of the ribbon of the screw spiral, which is written in the corresponding indices as follows:

$$T = T_n + T_{p.o.} + T_{poi} + T_{p.l.} + T_{x.l}. \quad (9)$$

Expressions for the components of the kinetic energy of the system can be written

$$\left. \begin{aligned} T_n &= 2 \frac{E_n p_n}{2} \int_0^l \left( \frac{dy_n}{dt} \right)^2 dx \\ T_{po} &= \sum_{i=1}^n \frac{m_{po}}{2} y_{poi}^2 \\ T_{poi} &= \sum_{j=1}^{n_i} \frac{m_{poi}}{2} y_{poj}^2 \\ T_{pi} &= \frac{F_i \rho_i}{2} \int_0^l \left( \frac{dy_{pi}}{dt} \right)^2 dx \\ T_{xi} &= \frac{F_i \rho_x}{2} \int_0^l \left( \frac{dy_{xi}}{dt} \right)^2 dx \end{aligned} \right\}, \quad (10)$$

where:  $E_n$  — modulus of elasticity of the screw shaft material, ra;  $I_n$  — moment of inertia of the cross-section of the span,  $m^2$ ;  $Y_n$  — span deflection function, m;  $S_{pn}$  — orce in the working branch of the auger spiral ribbon, n;  $Y_{pn}$  — function of deflections of the working branch of the auger spiral ribbon, m;  $S_{xn}$  — force in the idle branch of the screw spiral ribbon, n;  $Y_{xn}$  — function of deflections of the idle branch of the auger spiral ribbon, m;  $p_n$  — specific gravity of the purlin material,  $kg/m^3$ ;  $m_{po}$  — weight of the support of the working branch of the auger spiral belt, kg;  $Y_{poi}$  — function of displacements of the  $i$ -th support of the working branch of the screw spiral ribbon, m;  $m_{pol}$  — weight of the support of the idle branch of the auger spiral ribbon, kg;  $y_{poj}$  — displacement function of the  $q$ -th support of the idle branch of the screw spiral ribbon, m;  $F_n$  — cross-sectional area of the auger spiral ribbon,  $m^2$ ;  $P$  — the specific gravity of the auger belt spiral and the transported material is given,  $kg/m^3$ ;  $p_n$  — specific gravity of the auger spiral ribbon,  $kg/m^3$ .

For the analytical writing of the expression for kinetic energy, the following approximating displacement functions were chosen.

In expressions (11) and (12) the following notations are adopted:

$$\left. \begin{aligned} y_n &= q_1 \left( 1 - \cos \frac{2\pi x}{\ell} \right) \\ y_{pn} &= q_1 \left( 1 - \cos \frac{2\pi x}{\ell} \right) + \varphi_n / \sin \frac{n\pi x}{\ell} / \\ y_{xn} &= q_1 \left( 1 - \cos \frac{2\pi x}{\ell} \right) + \varphi_{n1} / \sin \frac{n_1\pi x}{\ell} / \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned} y_n &= q_1 \sin \frac{\pi x}{\ell} \\ y_{pn} &= q_1 \sin \frac{\pi x}{\ell} + \varphi_n / \sin \frac{n\pi x}{\ell} / \\ y_{xn} &= q_1 \sin \frac{\pi x}{\ell} + \varphi_{n1} / \sin \frac{n_1\pi x}{\ell} / \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$y_n, y_{pn}, y_{xn}$  — movement of the runs, working branch and idle branch of the auger spiral belt, respectively;  $q_1, \varphi_n, \varphi_{n1}$  — generalized coordinates of the runs, working branch and idle branch of the screw spiral ribbon, respectively.

Kinetic energy of the screw shaft:

$$\begin{aligned} T_n &= 2 \frac{F_{\Pi} \rho_{\Pi}}{2} \int_0^{\ell} \left( \frac{d y_{\Pi}}{dt} \right)^2 dx = \\ &= 2 \frac{F_{\Pi} \rho_{\Pi}}{2} \int_0^{\ell} \left[ q_1 \left( 1 - \cos \frac{2\pi x}{\ell} \right) \right]^2 dx = \frac{3 F_{\Pi} \rho_{\Pi} \ell}{2} q_1^2, \end{aligned} \quad (13)$$

where:  $F_{\Pi}$  — cross-sectional area of the span,  $m^2$ ;  $\rho_{\Pi}$  — specific gravity of the purlin material,  $kg/m^3$ ;  $y_{\Pi}$  — span deflections, m.

$$\begin{aligned}
T_{po} + T_{po1} &= \sum_{i=1}^{\Pi} \frac{m_{po}}{2} y_{poi}^2 + \sum_{j=1}^{\Pi_1} \frac{m_{po1}}{2} y_{poj}^2 = \\
&= \sum_{i=1}^{\Pi} \frac{m_{po}}{2} \left[ q_1 \left( 1 - \cos \frac{2\pi xi}{l} \right) \right]^2 + \sum_{j=1}^{\Pi_1} \frac{m_{po1}}{2} \left[ q_1 \left( 1 - \cos \frac{2\pi xj}{l} \right) \right]^2 = \\
&= \sum_{i=1}^{\Pi} \frac{m_{po}}{2} \left( 1 - \cos \frac{2\pi xi}{l} \right)^2 q_1^2 + \sum_{j=1}^{\Pi_1} \frac{m_{po1}}{2} \left( 1 - \cos \frac{2\pi xj}{l} \right)^2 q_1^2 .
\end{aligned} \tag{14}$$

Then the kinetic energy of the screw spiral ribbon is

$$T_{pl} + T_{xl} = \frac{F_l \rho}{2} \int_0^l \left( \frac{dy_{pl}}{\partial t} \right)^2 dx + \frac{F_l \rho_l}{2} \int_0^l \left( \frac{dy_{xl}}{\partial t} \right)^2 dx, \tag{15}$$

where:  $F_l$  — cross-sectional area of the auger spiral ribbon;  $\rho$  — specific gravity of the auger spiral ribbon with load;  $\rho_l$  — specific gravity of the auger spiral ribbon.

During the movement of the tape, not only the coordinate depends on time  $y$ , but also the coordinate, therefore, in expression (15) the full derivatives are substituted  $dy/dt = \partial y/\partial t + v \partial y/\partial x$

$$\begin{aligned}
T_{pl} + T_{xl} &= \frac{F_l \rho}{2} \int_0^l \left( \frac{dy_{pl}}{\partial t} + v \frac{dy_{pl}}{\partial x} \right)^2 dx + \frac{F_l \rho_l}{2} \int_0^l \left( \frac{dy_{xl}}{\partial t} + v \frac{dy_{xl}}{\partial x} \right)^2 dx = \\
&= \frac{F_l \rho}{2} \left( \frac{3}{2} l q_1^2 + \frac{1}{2} \varphi_n^2 + \frac{2\pi^2 v^2}{l} q_1^2 + \frac{n^2 \pi^2 v^2}{2l} \varphi_n^2 \right) + \\
&+ \frac{F_l \rho_l}{2} \left( \frac{3}{2} l q_1^2 + \frac{1}{2} \varphi_{n1}^2 + \frac{2\pi^2 v^2}{l} q_1^2 + \frac{\Pi_1^2 \pi^2 v^2}{2l} \varphi_{n1}^2 \right) .
\end{aligned}$$

### Conclusions

The obtained equation of motion of the spiral belt of the screw from time describes the dependence on the coordinates of both axes. In accordance with the tasks set, the components of the kinetic energy of the screw conveyor system are written and the expression in the approximating function is determined, and an equation for determining the kinetic energy of the supports of the spiral belt of the screw is also obtained. In accordance with the purpose of the work, the formula for determining the kinetic energy of the spiral belt of the screw is obtained analytically.

### References

- [1] Fesun, T. P. (Eds.). (2020). *Zernova promyslovist: tradytsii ta innovatsii*. [Grain industry: traditions and innovations.]. Vitchyzniani ta svitovi dosvid : nauk.-dopom. bibliohr. pokazhch. Nats. untkharch. tekhnol., Nauk.-tekhn. b-ka. Kyiv.
- [2] Kozlovskiy V. O. (2020). *Enerhoefektyvnist silskohospodarskoho obladnannia : monohrafiia*. [Energy efficiency of agricultural equipment] Kyiv : NUBiP.
- [3] Havrysh V. I. (2019). *Mekhanizatsiia silskohospodarskoho vyrobnytstva* [Mechanization of agricultural production]: pidruchnyk. Kyiv : Ahrarna osvita.
- [4] Babii A., Vovk I. & Hlado Yu. (9-10 kvitnia, 2025). *Bahatofunktsionalnyi rotatsiinyi robochyi orhan*. [Multifunctional rotary working body.] *Innovatsii v ahropromyslovomu kompleksii, mashynobuduvanni ta transporti: zbirnyk tez dopovidei*. S.6-8. Mizhnarodnoi naukovo-praktychnoi konferentsii. Rivne: NUVHP.

- [5] Manual on Conveyor Systems in Foundry Production. (2018). London: IFS Publications.
- [6] Khomyk N. I., Martyniuk V. V., Babii A. V., Tson H. B., Dovbush T. A. & Dovbush A. D. (2025). *Ahrozakhyst: [Agroprotection]* Ternopil : FOP Palianytsia V. A.
- [7] Ashby M. F. (2017). *Materials Selection in Mechanical Design*. 5th ed. Butterworth-Heinemann, 668 p.
- [8] Serilko L. S., Lyashuk O. L., Chasov D. P., Serilko D. L., Ihnatiuk R. M. (2025). Body movement along the surface of an inertial conveyor chute under combined friction. *Journal of Engineering Sciences (Ukraine)*, Vol. 12(1), pp. D1–D8. [https://doi.org/10.21272/jes.2025.12\(1\).d1](https://doi.org/10.21272/jes.2025.12(1).d1)
- [9] Chasov D.P. (2016). Determining the equation of surface of additional blade of a screw conveyor. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies (Engineering technological systems)*. Vol. 5/1 (83). pp. 4-9 <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.80606>

### Список використаної літератури

1. Зернова промисловість: традиції та інновації. Вітчизняний та світовий досвід : наук.-допом. бібліогр. показч. / [упоряд. Т. П. Фесун] ; Нац. унтхарч. технол., Наук.-техн. б-ка. Київ, 2020. 209 с.
2. Козловський В. О. Енергоефективність сільськогосподарського обладнання : монографія. Київ : НУБіП, 2020. 310 с.
3. Гавриш В. І. Механізація сільськогосподарського виробництва : підручник. Київ : Аграрна освіта, 2019. 412 с.
4. Бабій А., Вовк І., Гладь Ю. Багатофункціональний ротаційний робочий орган. Інновації в агропромисловому комплексі, машинобудуванні та транспорті: збірник тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції, м. Рівне, 9-10 квітня 2025 року. Рівне: НУВГП, 2025. С.6–8.
5. Manual on Conveyor Systems in Foundry Production. London: IFS Publications, 2018. 185 p.
6. Хомик Н. І., Мартинюк В. В., Бабій А. В., Цьонь Г. Б., Довбуш Т. А., Довбуш А. Д. *Агрозахист: навчальний посібник за заг. ред. к. т. н., доц. Хомик Н. І. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2025. 520 с.*
7. Ashby M. F. *Materials Selection in Mechanical Design*. – 5th ed. – Butterworth-Heinemann, 2017. – 668 p.
8. Serilko L. S., Lyashuk O. L., Chasov D. P., Serilko D. L., Ihnatiuk R. M. (2025). Body movement along the surface of an inertial conveyor chute under combined friction. *Journal of Engineering Sciences (Ukraine)*, Vol. 12(1), pp. D1–D8. [https://doi.org/10.21272/jes.2025.12\(1\).d1](https://doi.org/10.21272/jes.2025.12(1).d1)
9. Chasov D.P. (2016). Determining the equation of surface of additional blade of a screw conveyor. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies (Engineering technological systems)*. Vol. 5/1 (83). pp. 4-9 <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2016.80606>

*Надійшла до редколегії 08.01.2026*  
*Прийнята після рецензування 14.01.2026*  
*Опублікована 22.01.2026*