

УДК 004.4:[621.86.05:625.574]

Олек. С. КУРОП'ЯТНИК¹, М. Ю. ШАРАПОВ^{2*}

¹Каф. «Прикладна механіка та матеріалознавство», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, ел. пошта kuropyatnick@gmail.com, ORCID 0000-0001-5581-3883

^{2*}Каф. «Прикладна механіка та матеріалознавство», Український державний університет науки і технологій, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 18, ел. пошта nikita.neka99@gmail.com, ORCID 0009-0004-9383-8044

Обґрунтування геометричних параметрів шківів змінного моменту інерції

Мета. Основною метою нашої роботи є обґрунтування геометричних параметрів шківів змінного моменту інерції, за яких можна зменшити масу приводу з таким шківом. **Методика.** З'ясовано, що найбільший вплив на масу приводу мають маси шківів та опорних елементів, тому далі було приділено увагу саме шківу. Поліпшення конструкції шківів й визначення його раціональних геометричних параметрів проведено в три етапи. На першому етапі зменшено розміри ободу відповідно до діаметра каната. На другому етапі проведено багатоваріантний розрахунок шківів зі спицями, які розширюються в напрямку до ободу. У спицях виконано отвори для зменшення маси шківів. Принциповою відмінністю шківів, розрахованих на третьому етапі, є відсутність отворів у спицях, що дозволяє підвищити жорсткість конструкції. За параметр керування було взято кут розширення спиць. Задачу встановлення раціонального значення цього кута розв'язано з використанням комп'ютерної програми SolidWorks із додатком Simulation за умови дотримання обмежень щодо коефіцієнта запасу міцності (не менше двох) та параметрів жорсткості конструкції (переміщення уздовж трьох координатних осей та результуюче переміщення – на рівні таких величин для базової конструкції). **Результати.** Установлено, що вагову оптимізацію приводу зі шківом змінного моменту інерції доцільно проводити за рахунок зменшення мас шківів та опорних елементів. Кращою є конструкція шківів змінного моменту інерції, яка містить спиці (без отворів), що розширюються в напрямку до ободу; при цьому раціональний кут розширення спиць становить 25°. За умови використання шківів з обґрунтованими геометричними параметрами маса приводу зменшиться на 16 % у разі зменшення маси самого шківів на 33 % порівняно з масою базової конструкції. **Наукова новизна.** Запропоновано нову конструкцію та обґрунтовано раціональні параметри шківів змінного моменту інерції, за яких можливим є зменшення маси приводу з таким шківом. **Практична значимість.** Використання шківів зазначеної конструкції дозволить зменшити навантаження на електродвигун під час пуску, а також навантаження на опорні конструкції.

Ключові слова: шків; привід; Solidworks; раціональні параметри; маса

Вступ

Привід канатної дороги (рис. 1) складається з таких компонентів: 1 – електродвигун, 2 – пружна муфта з гальмом, 3 – редуктор, 4 – зубчаста муфта, 5 – привідний шків з аварійним гальмом.

Момент від електродвигуна через муфти та редуктор передається на шків, який охоплений тяговим канатом. За допомогою сил тертя зусилля передається на канат і приводить у рух вагонетки, підвішені на канатах. Через такий контакт шківів і канатів всі навантаження, які сприймає канат, певною мірою передаються і на привід. Тому під час розгону вагонеток, наприклад, навантаження будуть зменшувати ресурс приводу, що призведе до його по-

ломки. Такі навантаження збільшуються в моменти невстановленого руху (розгону та сповільнення) приводу.

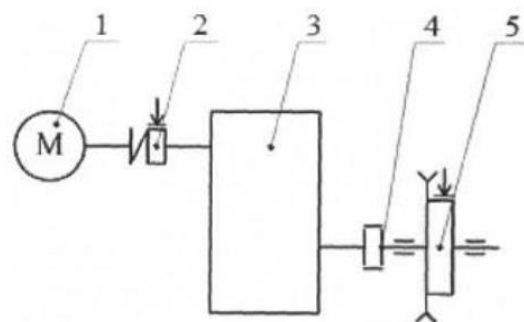


Рис. 1. Схема приводу канатної дороги

Fig. 1. Scheme of the cable car drive

МАШИНОБУДУВАННЯ

Зменшення небажаних навантажень, що виникають на етапі пуску приводу, можливе за рахунок змінюваного частотного спектру системи (приводу), щоб максимально знизити явище резонансу [12]. Тому було запропоновано вдосконалити конструкцію приводу шляхом заміни шківів традиційної конструкції на шків змінного моменту інерції.

Змінити момент інерції шківів можна декількома способами: механічним (шляхом радіального переміщення ободу під час зміни швидкості обертання маховика) [3]; гідравлічним (шляхом нагрівання та охолодження рідини, розміщеної у сильфонах) [2]. Найвні способи мають ряд недоліків, таких як:

- суттєве збільшення мас та габаритів шківів;
- необхідність індивідуальних джерел енергії;
- складність виготовлення.

Досягти бажаного ефекту можна більш раціональним способом.

Як відомо, момент інерції матеріальної точки можна визначити за формулою:

$$J = mr^2,$$

де m – маса матеріальної точки; r – радіус кривої, по якій рухається точка (радіус інерції).

Конструкція шківів змінного моменту інерції захищена авторським правом [6] та має такий вигляд: до базової конструкції шківів додають вантажі, закріплені на напрямних (рис. 2). У моменти розгону та сповільнення вантажі під дією сил інерції будуть рухатися від маточини до ободу та в зворотному напрямку, змінюючи при цьому момент інерції шківів. Коли шків буде мати постійну кутову швидкість (розженеться), вантажі будуть залишатися біля ободу, підтримуючи постійний момент інерції шківів. Повернення вантажів назад до маточини (під час сповільнення) можливе за рахунок пружин, з'єднаних із вантажами та маточиною шківів.

Така конструкція має переваги порівняно з іншими відомими моделями завдяки:

- простоті конструкції;
- повністю автоматичній зміні моменту інерції;
- відсутності потреби в сторонніх джерелах енергії.

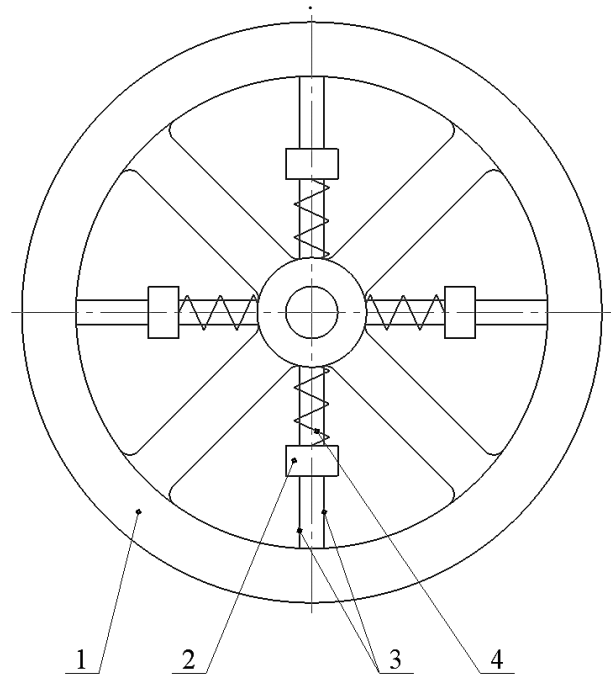


Рис. 2. Схема шківів змінного моменту інерції:
1 – шків; 2 – вантаж;
3 – напрямні; 4 – пружинний блок

Fig. 2. Diagram of a variable moment of inertia pulley:
1 – pulley; 2 – load;
3 – guides; 4 – spring block

Кожний вантаж буде переміщуватися по двох паралельних напрямних для запобігання їх вільному обертанню під час руху між маточиною та ободом шківів. Для зменшення ваги напрямні будуть пустотілі. Один кінець напрямних буде заходити на певну глибину в маточину шківів, а інший кінець буде закріплюватися на його ободі.

3D-модель приводу зі шківом змінного моменту інерції такої конструкції подано на рис. 3 [9].

Попередній розрахунок вагових характеристик та показників міцності й жорсткості приводу показав, що він має занадто велику масу через значний запас міцності окремих його елементів. Це відкриває можливість проведення вагової оптимізації, метою якої є мінімізація маси приводу в разі дотримання певних обмежень щодо показників міцності та жорсткості.

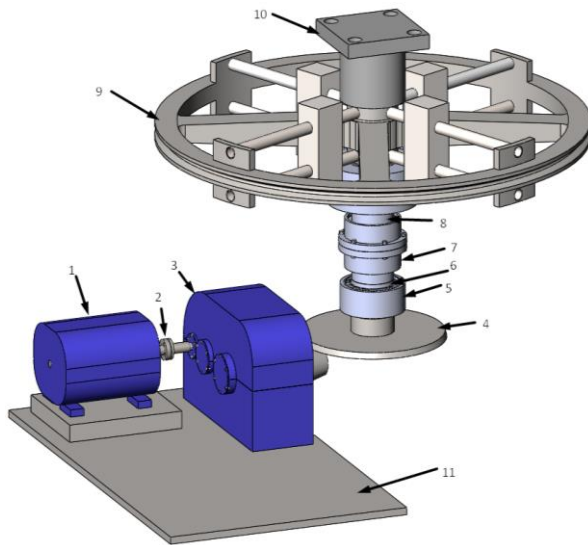


Рис. 3. 3D-модель приводу зі шківом змінного моменту інерції:

- 1 – електродвигун; 2 – муфта втулково-пальцева;
3 – редуктор; 4 – відкрита конічна зубчата передача;
5 – підшипниковий вузол вала конічного зубчатого колеса; 6 – вал зубчатого конічного колеса;
7 – муфта зубчата; 8 – вал шківів змінного моменту інерції;
9 – шків змінного моменту інерції; 10 – опора шківів змінного моменту інерції; 11 – рама

Fig. 3. 3D model of a drive with a variable moment of inertia pulley moment of inertia:

- 1 – electric motor; 2 – sleeve-finger coupling; 3 – reducer;
4 – open bevel gear; 5 – bearing unit of the bevel gear shaft;
6 – shaft of the bevel gear wheel; 6 – bevel gear shaft;
7 – gear coupling; 8 – shaft of the variable moment of inertia pulley;
9 – variable moment of inertia pulley;
10 – pulley support variable moment of inertia pulley support;
11 – frame

Мета

Основною метою нашої роботи є обґрунтування геометричних параметрів шківів змінного моменту інерції, за яких можна зменшити масу та матеріаломісткість приводу з таким шківом.

Методика

Для встановлення впливу мас окремих елементів приводу на його сумарну масу розраховуємо відсотковий склад цих мас.

Масу приводу визначаємо таким чином:

$$M_{пр} = M_{ед} + M_p + M_{кп} + M_{пв1} + M_m + M_{пв2} + M_{ш} + M_{оп}, \quad (1)$$

де $M_{ед}$ – маса електродвигуна та маса втулково-пальцевої муфти; M_p – маса редуктора; $M_{кп}$ – маса конічної передачі (з урахуванням маси вала, шпонки зубчатого конічного колеса та мас самих зубчатих коліс); $M_{пв1}$ – маса підшипникового вузла конічної передачі (корпусу підшипникового вузла та підшипників); M_m – маса зубчатої муфти; $M_{пв2}$ – сумарна маса підшипникових вузлів шківів змінного моменту інерції (з урахуванням мас опорного підшипника, двох радіальних підшипників і корпусів підшипникових вузлів); $M_{ш}$ – маса шківів змінного моменту інерції у зборі; $M_{оп}$ – маса рами та опорних елементів приводу.

Відсотковий склад за кожним з елементів приводу визначаємо за загальною формулою (на прикладі електродвигуна):

$$m_{ед} = \frac{M_{ед}}{M_{пр}} \cdot 100 \%$$

Проведено розрахунки з використанням масових характеристик елементів приводу, значення яких становлять: електродвигун $M_{ед} = 360$ кг [1], муфта втулково-пальцева $M_{м1} = 13$ кг [5], редуктор $M_p = 878$ кг [8], муфта зубчата $M_{м2} = 228$ кг [4]. Результати розрахунків за цією формулою подано у вигляді діаграми (рис. 4).



Рис. 4. Діаграма внеску маси кожного елемента у масу приводу (%)

Fig. 4. Diagram of the weight contribution of each element in the weight of the drive (%)

МАШИНОБУДУВАННЯ

Розрахунки показали, що найбільший вплив на масу приводу має маса шківів змінного моменту інерції (40,8 %) та маса опорних елементів (32 %). Далі увагу приділимо саме шківу.

Визначення раціональних геометричних параметрів шківів реалізується за рахунок зміни форми та розмірів його елементів у разі дотримання обмежень щодо міцності та жорсткості конструкції. Для проведення моделювання й розрахунків використано програмне забезпечення Solidworks із модулем Simulation [14].

Поліпшення базової конструкції шківів (рис. 5) проведено в декілька етапів із перевіркою показників міцності та жорсткості на кожному з них.

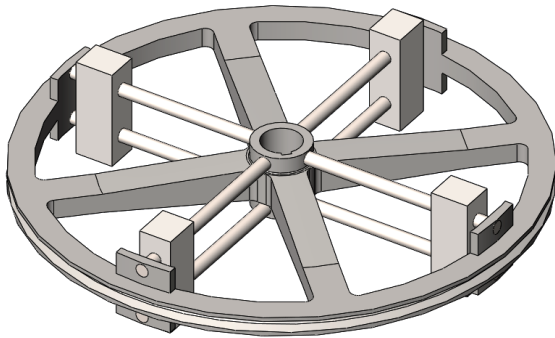


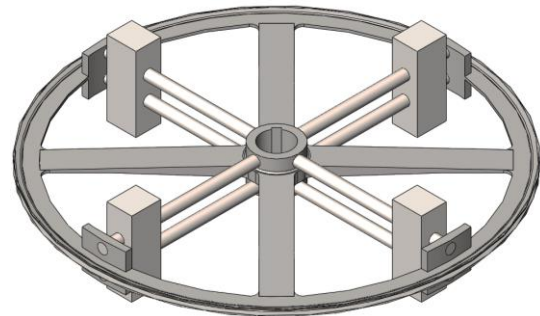
Рис. 5. Шків базової конструкції

Fig. 5. Basic design pulley

Етап 1 – зменшення розмірів ободу шківів на основі рекомендацій [7] з урахуванням діаметра каната (рис. 6).

За результатами розрахунків встановлено, що зміна розмірів ободу дозволяє зменшити масу шківів в зборі на 36 % за умови забезпечення запасу міцності на рівні 4,4. Недоліком цієї конструкції є суттєве зменшення показників жорсткості. Тому метою подальших етапів поліпшення конструкції стало підвищення жорсткості шківів з приведенням переміщень до значень, які характеризують шків базової конструкції. Цієї мети досягнуто за рахунок зміни форми спиць.

а – а



б – б

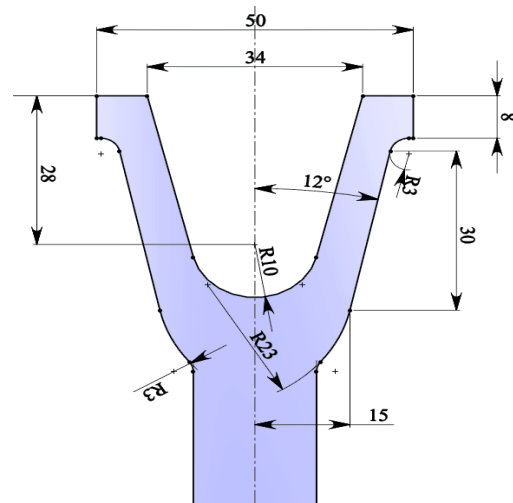


Рис. 6. Шків змінного моменту інерції:

а – конструкція зі зменшеним ободом (етап 1);

б – профіль кільцевої проточини (розміри в мм)

Fig. 6. Variable moment of inertia pulley:

а – design with reduced rim (stage 1);

б – profile of the ring groove (dimensions in mm)

Етап 2 – розробка конструкції шківів зі спицями, що мають отвори та розширюються біля ободу (рис. 7).

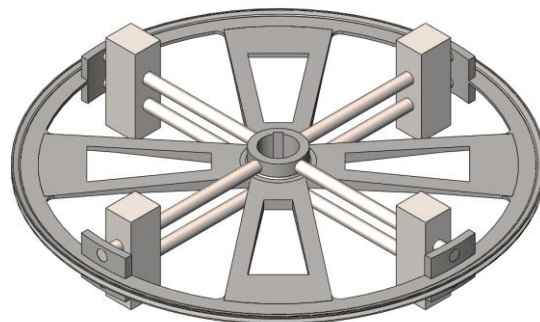


Рис. 7. Шків зі спицями, які розширюються біля ободу (етап 2)

Fig. 7. Pulley with spokes that widen at the rim (stage 2)

МАШИНОБУДУВАННЯ

Отвори у спицях було виконано для додаткового зменшення маси шківів.

Для шківів такої конструкції розв'язано задачу оптимізації.

Параметр керування (змінна) – кут розширення спиць α (рис. 8).

Обмеження:

– мінімальний коефіцієнт запасу міцності – не менше двох;

– переміщення по осях X, Y, Z та результуюче переміщення – на рівні значень для шківів базової конструкції.

Цільова функція – залежність маси шківів від його розмірів, підлягає мінімізації.

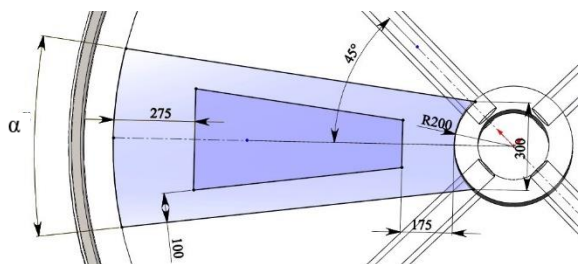


Рис. 8. Розміри спиці

Fig. 8. Spoke sizes

Постановку задачі вагової оптимізації в програмі Solidworks реалізовано у вигляді дослідження проектування із заповненням спеціальної форми (рис. 9) [10].

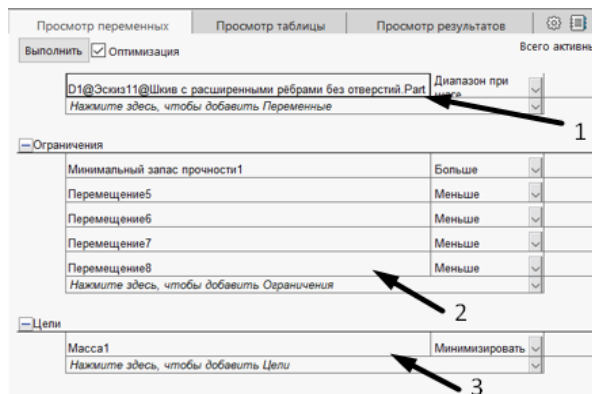


Рис. 9. Форма для постановки задачі вагової оптимізації в Solidworks:

1 – змінні; 2 – обмеження; 3 – мета

Fig. 9. Form for setting the problem of weight optimization problem in Solidworks:

1 – variables; 2 – constraints; 3 – objective

Перший блок (1) відповідає за параметр, який буде змінюватися під час розв'язання задачі. У цьому випадку це кут розширення спиць α . Він змінюється від нуля до 30° з кроком 5° .

Другий блок (2) відповідає за обмеження: «переміщення 5» – переміщення по осі X; «переміщення 6» – переміщення по осі Y; «переміщення 7» – переміщення по осі Z; «переміщення 8» – результуюче переміщення.

У третьому блоці (3) вказано мету оптимізації. У нашому випадку це мінімізація маси, за якої будуть виконуватися всі обмеження в блоці 2.

Етап 3 – розробка конструкції шківів зі спицями (без отворів), які розширюються біля ободу (рис. 10).

Результати

Розрахунки показали, що полегшена конструкція з отворами в спицях (етап 2) має мінімальний коефіцієнт запасу міцності 5,3, але вона є недостатньо жорсткою: переміщення за осями X, Z та результуюче переміщення 1,1 мм; 1,3 мм; 2,3 мм перевищували відповідні значення для шківів базової конструкції в 1,9; 2,4; 3,8 разів відповідно.

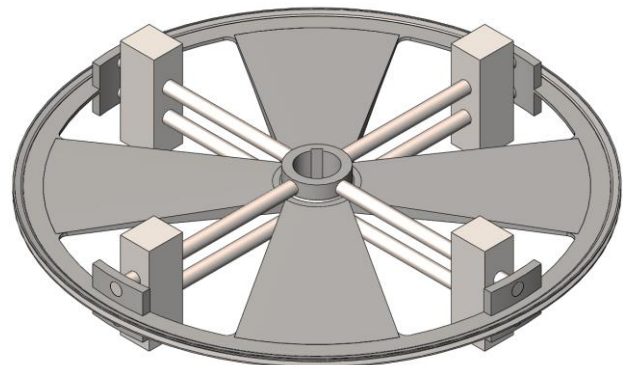


Рис. 10. Шків зі спицями, які розширюються біля ободу (етап 3)

Fig. 10. Pulley with spokes that widen at the rim (stage 3)

Конструкція без отворів у спицях (етап 3) має більшу масу, ніж конструкція з отворами, але є більш міцною (мінімальний коефіцієнт запасу міцності – 7,4) та достатньо жорсткою (переміщення – на рівні відповідних характеристик шківів базової конструкції).

Дослідження показали, що мінімуму маси шківів такої конструкції можна досягнути за кута розширення спиць $\alpha = 25^\circ$ (за умови інших незмінних параметрів).

Узагальнені результати досліджень наведено в табл. 1. Із таблиці видно, що шків, отрима-

МАШИНОБУДУВАННЯ

ний на третьому етапі поліпшення, відповідає обмеженням, установленим для розв’язання задачі. При цьому зменшення маси шківів становить:

$$\Delta M_{ш} = \frac{M_{ш0} - M_{ш3}}{M_{ш0}} \cdot 100 \% =$$

$$= \frac{3\,690 - 2\,470}{3\,690} \cdot 100 \% = 33 \%$$

Повторні розрахунки за формулою (1) показали, що в разі використання такого шківів маса приводу зменшиться на 16 %.

Таблиця 1

Результати досліджень

Table 1

Findings of the research

К	ЗМ	Переміщення по осях, мм				М, кг
		X	Y	Z	Rez	
0	10	0,51	0,16	0,49	0,53	3 690
1	4,4	1,28	0,49	1,27	1,4	1 910
2	5,3	1,1	0,001	1,3	2,3	2 040
3	7,4	0,27	0,001	0,26	0,52	2470

Примітки: К – конструкція шківів (0 – базова; 1 – отримана на етапі 1; 2 – отримана на етапі 2; 3 – отримана на етапі 3); ЗМ – запас міцності; Rez – результуюче переміщення; М – маса шківів

Наукова новизна та практична значимість

Запропоновано нову конструкцію та обґрунтовано раціональні параметри шківів змінного моменту інерції, за яких можна зменшити масу приводу. Використання такого шківів дозволить знизити навантаження на електродвигун під час пуску, а також зменшити сили, що діють на опорні конструкції.

Висновки

Аналіз отриманих результатів дозволяє дійти таких висновків:

– вагову оптимізацію приводу зі шківом змінного моменту інерції доцільно проводити за рахунок зменшення мас шківів та опорних елементів;

– кращою є конструкція шківів змінного моменту інерції, яка містить спиці (без отворів), що розширюються в напрямку до ободу; при цьому раціональний кут розширення спиць становить 25°;

– за умови використання шківів з обґрунтованими параметрами маса приводу зменшиться на 16 % в разі зменшення маси самого шківів на 33 % порівняно з масою базової конструкції.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. *Електродвигун 40 квт АІР, АІРе, МТН, аналоги в Україні.* URL: <https://ukraina-razom.org.ua/elektrodvigatel-40-kvt/>
2. *Маховик* : пат. 42107 Україна : МПК F16F 15/30. № UAU200900044U ; заявл. 05.01.2009 ; опубл. 25.06.2009, бюл. № 33. 3 с.
3. *Маховик* : пат. 59946 Україна : МПК F16F 15/30. № UAU201012559U ; заявл. 25.10.2010 ; опубл. 10.06.2011, бюл. № 11. 2 с.
4. *Муфта МЗП – каталог, ціна, технічні характеристики, конструкція.* URL: <https://slemz.com.ua/reductory-catalog/mufta-mzp-ua>
5. *Муфти пружні втулково-пальцеві МПВП.* URL: <https://triumf-v.com.ua/uk/zapchasti-oborudovanie/mufta-mvvp.html>
6. *Привід зі шківом змінного моменту інерції* : пат. 100668 Україна : МПК B61B 12/00, F16F 15/31. № UAU201412899U ; заявл. 02.12.2014 ; опубл. 10.08.2015, бюл. № 15. 3 с.
7. *Ракша С. В. Довідник до розрахунків механізмів вантажопідійомних кранів* : навчальний посібник. Дніпропетровськ : Вид-во Дніпропетр. націон. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2005. 131 с.
8. *Редуктор РМ-650 – по ціні виробника. Відгуки, опис – «Крепсила».* URL: <https://krepсила.com/ua/p690590327-reduktor-650.html>

9. Шарапов М. Ю. *Двоканатна підвісна вантажна дорога з кільцевим рухом. Комплексний проект. Розробка приводу зі шківом змінного моменту інерції*: кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня бакалавра. Укр. держ. ун-т науки і технологій. Дніпро, 2022. 68 с.
10. *How to Optimize Your Parts Automatically with SOLIDWORKS*. URL: <https://www.engineersrule.com/how-to-optimize-your-part-dimensions-automatically-with-solidworks/>
11. Modhavadiya H., Prajapati R., Goyal B. Weight Optimization of Bed for Heavy Duty CNC Lathe Machine MGX200 using FEM. *International Journal of Engineering and Advanced Technology*. 2020. Vol. 9. Iss. 4. P. 1036–1042. DOI: <https://doi.org/10.35940/ijeat.d7793.049420>
12. Raksha S., Kuropiatnyk O., Anofriev P., Onopreychuk D., Kovalov I. Frequency analysis of vehicle drive with cable traction. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 230. P. 2–8. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823001010>
13. Reddy, P. S. K., & Nagaraju, Ch. Weight optimization and Finite Element Analysis of Composite automotive drive shaft for Maximum Stiffness. *Materials Today: Proceedings*. 2017. Vol. 4. Iss. 2. P. 2390–2396. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.02.088>
14. *SOLIDWORKS Simulation Fundamentals*. URL: https://help.solidworks.com/2020/English/SolidWorks/cworks/c_SOLIDWORKS_Simulation_Fundamentals.html

Olek. S. KUROIPIATNYK¹, M. Y. SHARAPOV^{2*}

¹Dep. «Applied Mechanics and Materials Science», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 18, e-mail kuropiatnick@gmail.com, ORCID 0000-0001-5581-3883

^{2*}Dep. «Applied Mechanics and Materials Science», Ukrainian State University of Science and Technologies, Lazaryana St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 18, e-mail nikita.neka99@gmail.com, ORCID 0009-0004-9383-8044

Substantiation of Geometric Parameters of a Variable Inertia Moment Pulley

Purpose. The main purpose of our work is to substantiate the geometric parameters of a variable moment of inertia pulley, which can reduce the weight of a drive with such a pulley. **Methodology.** It was found that the masses of the pulley and support elements have the greatest influence on the weight of the drive, so we focused on the pulley. Improvement of the pulley design and determination of its rational geometric parameters were carried out in three stages. At the first stage, the size of the rim was reduced in accordance with the diameter of the rope. At the second stage, a multivariate calculation was performed for a pulley with spokes that expand toward the rim. Holes were made in the spokes to reduce the pulley weight. The fundamental difference of the pulley calculated at the third stage is the absence of holes in the spokes, which makes it possible to increase the rigidity of the structure. The control parameter was the angle of expansion of the spokes. The problem of establishing a rational value for this angle was solved using the SolidWorks computer program with the Simulation application, subject to the constraints on the safety factor (at least two) and the structural rigidity parameters (displacement along three coordinate axes and the resulting displacement at the level of the values for the base structure). **Findings.** It has been established that the weight optimization of a drive with a variable moment of inertia pulley is advisable to be carried out by reducing the masses of the pulley and supporting elements. The best design is that of a variable moment of inertia pulley that contains spokes (without holes) that expand toward the rim; the rational angle of expansion of the spokes is 25°. If a pulley with reasonable geometric parameters is used, the mass of the drive will decrease by 16% in the case of a 33 % reduction in the mass of the pulley itself compared to the mass of the basic design. **Originality.** A new design is proposed and rational parameters of the variable moment of inertia pulley are substantiated, which make it possible to reduce the mass of the drive with such a pulley. **Practical value.** The use of the pulley of this design will reduce the load on the electric motor during startup, as well as the load on the supporting structures.

Keywords: pulley; drive; Solidworks; rational parameters; mass

REFERENCES

1. *Elektrodyhun 40 kvт AIR, AIRe, MTN, analohy v Ukraini*. Retrieved from <https://ukraina-razom.org.ua/elektrodivigatel-40-kvt/> (in Ukrainian)
2. Shynkarenko, I. T., Strilecj, V. M., Strilecj, O. R., & Rilo, I. P. (2009). *UA Patent № UAU200900044U*. The National University of Water and Environmental Engineering.
3. Chervonyj, B. I., & Bondarchuk, B. V. (2011). *UA Patent № UAU201012559U*. The National University of Water and Environmental Engineering.
4. *Mufta MZP – katalog, cina, teknochni kharkterystryky, konstrukcija*. Retrieved from <https://slemz.com.ua/reduktory-catalog/mufta-mzp-ua> (in Ukrainian)
5. *Mufty pruzhni vtulkovo-paltsevi MPVP*. Retrieved from <https://triumf-v.com.ua/uk/zapchasti-oborudovanie/mufta-muvp.html> (in Ukrainian)
6. Raksha, S. V., Ghorjachev, Ju. K., Kurop'jatnyk, O. S., & Kurka, A. O. (2015). *UA Patent № UAU201412899U*. Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan.
7. Raksha, S. V. (2005). *Dovidnyk do rozrakhunkiv mekhanizmiv vantazhopidomnykh kraniv: navchalnyi posibnyk*. Dnipropetrovsk: Vydavnytvo Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan. (in Ukrainian)
8. *Reduktor RM-650 – po cini vyrobnyka. Vidghuky, opys – «Krepsyla»*. Retrieved from <https://krepsyla.com/ua/p690590327-reduktor-650.html> (in Ukrainian)
9. Sharapov, M. Y. (2022). *Two-rope suspended freight road with ring traffic. Complex project. Development of a drive with a pulley of variable moment of inertia* (Explanatory Note to Bachelor's Thesis). Ukrainian State University of Science and Technologies. (in Ukrainian)
10. *How to Optimize Your Parts Automatically with SOLIDWORKS*. Retrieved from <https://www.engineersrule.com/how-to-optimize-your-part-dimensions-automatically-with-solidworks/> (in English)
11. Modhavadiya, H., Prajapati, R., & Goyal, B. (2020). Weight Optimization of Bed for Heavy Duty CNC Lathe Machine MGX200 using FEM. *International Journal of Engineering and Advanced Technology*, 9(4), 1036-1042. DOI: <https://doi.org/10.35940/ijeat.d7793.049420> (in English)
12. Raksha, S., Kuropiatnyk, O., Anofriev, P., Onoprechuk, D., & Kovalov, I. (2018). Frequency analysis of vehicle drive with cable traction. *MATEC Web of Conferences*, 230, 2-8. DOI: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823001010> (in English)
13. Reddy, P. S. K., & Nagaraju, Ch. (2017). Weight optimization and Finite Element Analysis of Composite automotive drive shaft for Maximum Stiffness. *Materials Today: Proceedings*, 4(2), 2390-2396. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.02.088> (in English)
14. *SOLIDWORKS Simulation Fundamentals*. Retrieved from https://help.solidworks.com/2020/English/SolidWorks/cworks/c_SOLIDWORKS_Simulation_Fundamentals.html (in English)

Надійшла до редколегії: 01.03.2023

Прийнята до друку: 30.06.2023