

УДК 621.867

Л.Р. Рогатинська, О.Р. Рогатинська, к.т.н., доц.

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ КУТОВОЇ ШВИДКОСТІ ШВИДКОХІДНИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ З ЕЛАСТИЧНИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

L.R. Rogatynska, O.R. Rogatynska, Ph.D., Assoc. Prof.

CALCULATION OF THE CRITICAL ANGULAR VELOCITY OF HIGH SPEED SCREW CONVEYERS WITH ELASTIC WORKING ORGANS

Гвинтові конвеєри, зокрема швидкохідні, широко використовуються в народному господарстві для переміщення сипких вантажів. Незважаючи на низку беззаперечних переваг, підвищена енергоємність процесу транспортування та небезпека пошкодження транспортованого матеріалу обмежують їх застосування. А тому актуальним є використання еластичних гвинтових робочих органів, наприклад із полімерних матеріалів з пониженим коефіцієнтом тертя, завдяки чому суттєво знижується енергоємність процесу та зменшується пошкодження вантажу. При застосуванні еластичних конвеєрів внаслідок прогину гвинтової спіралі змінюється кут нахилу її поверхні і, відповідно змінюються умови транспортування, зокрема критична кутова швидкість вертикальних конвеєрів, яка є визначальною для встановлення кінематичних параметрів вертикальних гвинтових конвеєрів.

Метою досліджень було визначення критичної куткової швидкості, при якій призупиняється транспортування вантажу у вертикальному гвинтовому конвеєрі з еластичними робочими органами.

Особливостями математичної моделі транспортування вантажу еластичною спіраллю є те, що в наслідок її прогину утворюється радіальна складова реакції поверхні. Для швидкохідних спіралей також суттєвим може бути вплив відцентрових сил прогнутої еластичної спіралі, що діє на неї в радіальному напрямку і відновлює її форму. Вплив вказаних чинників у відомих роботах не досліджувався, а тому одною із поставлених задач було дослідження такого впливу. Для цього розроблена математична модель транспортування сипкого вантажу ГК з еластичними робочими органами на основі рівнянь руху виділеного елементарного об'єму вантажу у вигляді куткового сектора з параметром $d\psi$, на який із сторони спіралі та із сторони кожуха діятимуть рівнодійні $d\bar{R}_c$, $d\bar{R}_k$ ($d\bar{R}_c = d\bar{N}_c + d\bar{F}_c$; $d\bar{R}_k = d\bar{N}_k + d\bar{F}_k$), складовими яких є відповідно нормальні реакції $d\bar{N}_c$, $d\bar{N}_k$ та сили тертя $d\bar{F}_c$, $d\bar{F}_k$, що визначаються коефіцієнтами тертя відповідно спіралі μ_c та кожуха μ_k . Нормальні реакції направлені по нормалі до поверхні, а сили тертя – протилежно напрямку відносних швидкостей вантажу відносно поверхонь спіралі та кожуха. Крім цього на виділений об'єм будуть діяти масові сили від приведенного прискорення \bar{a}_c виділеного об'єму та сили земного тяжіння $d\bar{G}$ вантажу масою dm . Відцентрові сили від маси прогнутої спіралі впливають тільки на форму поверхні (її прогин) і в рівняння руху не входять.

В результаті розв'язку системи рівнянь руху, встановлено нормальні реакції $d\bar{N}_c$, $d\bar{N}_k$, що діють на вантаж

$$dN_c = \frac{dm \cdot g \cos \varphi_{c\delta} \cos \beta}{\cos \delta \cos(\alpha + \beta + \varphi_{c\delta})}; \quad dN_k = dm \left[r\omega_{\Pi}^2 + \frac{g \operatorname{tg} \delta \cos \beta \cos \varphi_{c\delta}}{\cos(\alpha + \beta + \varphi_{c\delta})} \right], \quad (1)$$

де δ - кут нахилу поверхні спіралі в робочій зоні (біля кожуха); α - кут підйому витка спіралі; β - кут нахилу траєкторії переміщення вантажу; $\varphi_{c\delta}$ - приведений кут тертя вантажу до поверхні спіралі, $\varphi_{c\delta} = \text{arctg } \mu_{c\delta}$ (приведений коефіцієнт тертя $\mu_{c\delta} = \mu_c / \cos \delta$); r - радіус спіралі; ω_{Π} - кутова швидкість потоку вантажу.

З іншого рівняння системи отримали

$$dN_k = \frac{dmg \sin(\alpha + \varphi_{c\delta})}{\mu_k \cos(\alpha + \beta + \varphi_{c\delta})} \quad (2)$$

Прирівнюючи $d\bar{N}_k$, визначені із залежностей (1) та (2) отримуємо в неявному вигляді рівняння потоку вантажу при його транспортуванні вертикальним гвинтовим конвеєром з еластичним робочим органом (з нахиленою поверхнею спіралі).

$$\frac{g \sin(\alpha + \varphi_{c\delta})}{\mu_k \cos(\alpha + \beta + \varphi_{c\delta})} = r\omega_{\Pi}^2 + \frac{g \text{tg } \delta \cos \beta \cos \varphi_{c\delta}}{\cos(\alpha + \beta + \varphi_{c\delta})} \quad (3)$$

Оскільки при критичній кутовій швидкості конвеєра ω_K , транспортування призупиняється і, відповідно $\beta = 0$, то критичну кутову швидкість вертикального конвеєра з еластичними робочими органами визначаємо із (3) за умови $\omega_K = \omega_{\Pi}$:

$$\omega_K = \sqrt{\frac{g[\sin(\alpha + \varphi_{c\delta}) - \mu_k \text{tg } \delta \cos \varphi_{c\delta}]}{\mu_k r \cos(\alpha + \varphi_{c\delta})}} \quad (4)$$

За результатами досліджень встановлено, що для швидкохідних конвеєрів вплив гравітаційної складової об'ємних сил практично не впливає на зміну прогину еластичної спіралі, а сам прогин, в основному, визначається величиною сил тертя вантажу до поверхні кожуха. Вплив від прогину на зміну кінематики та енергосилові параметри процесу транспортування вантажу аналогічний збільшенню коефіцієнту тертя вантажу до поверхні жолоба. В цьому випадку мінімізація енерговитрат спостерігається при дещо нижчих кутових швидкостях гвинтового конвеєра. Це позитивно відбивається на стабільності процесу транспортування вантажу швидкохідними гвинтовими конвеєрами, особливо при пускових режимах.

Для розрахунку величин прогину спіралей при навантаженні розроблена методика визначення напружено-деформованого стану еластичних спіралей швидкохідних гвинтових конвеєрів пори навантаженні, яка містить експериментально обґрунтовані припущення щодо закономірностей розподілу деформацій спіралі, дозволяє побудувати адекватну математичну модель, яка може використовуватись при встановленні напружено-деформованого стану спіралі, граничного допустимого навантаження та, відповідно, вибору режимі роботи ГК. Встановлено, що найбільш навантаженим є зовнішній край спіралі, в якому діють максимальні напруження, що потрібно врахувати при розрахунку та виборі еластичних спіралей ГК

Із теоретичних досліджень випливає, що для швидкохідних гвинтових конвеєрів існує точка глобального мінімуму енергоємності конвеєра, яка визначається тільки коефіцієнтом тертя вантажу по гвинтовій поверхні, досягається відповідним поєднанням конструктивних параметрів гвинтового конвеєра і режимів його роботи та визначається сталістю безрозмірних коефіцієнтів швидкохідного транспортування. Виведені аналітичні залежності для визначення жорсткості гвинтової еластичної поверхні із врахуванням її динамічної складової дозволило об'єднати задачу мінімізації енергоємності конвеєра та максимізації його несучої здатності та встановити область раціональних значень конструктивних параметрів конвеєрів з еластичними робочими органами та режимів його роботи.