

УДК 669.04:621.83

В.К. Тарасов, доцент, канд. техн. наук
 А.Я. Жук, професор, канд. техн. наук
 А.І. Безверхий, доцент
 К.В. Таратута, доцент, канд. техн. наук

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА РОЗРОБКА БЕЗУДАРНИХ ГІДРОГВИНТОВИХ МЕХАНІЗМІВ ВИТЯГУВАННЯ ЗЛИТКІВ

Запорізька державна інженерна академія

Выполнен анализ с использованием расчетной схемы работы винтового механизма вытягивания слитков с колебательным движением штока. Предложена конструкция механизма с устройством выбора зазоров, выполнено исследование его на математической модели и промышленное опробование.

Ключевые слова: винтовые механизмы, движение и колебание слитков, зазоры, гидроцилиндры, математическая модель

Виконано аналіз з використанням розрахункової схеми роботи гвинтового механізму витягування злитків з коливальним рухом штоку. Запропоновано конструкцію механізму з пристроєм вибирання проміжків, виконано дослідження його на математичній моделі та промислове випробування.

Ключові слова: гвинтові механізми, рух і колювання злитків, проміжки, гідроциліндри, математична модель

An analysis on the calculation chart of work of spiral mechanism for drawing out of ingots with oscillation motion of pillar is carried out. The construction of mechanism with the device of choice of freedoms; it is executed research of its on a mathematical model and industrial sampling is offered.

Keywords: spiral mechanisms, motion and oscillation of ingots, freedoms, hydrocylinders, mathematical model

Вступ. У різних областях металургійної промисловості широко застосовують гідрогвинтові механізми, які передбачають спільну роботу гідроциліндрів поступальної дії та гвинтових передач, зокрема натискні пристрої прокатних станів, механізми колювання злитків і кристалізаторів установок безперервного розливання сталі, механізми витягування злитків у вакуумних печах спеціальної металургії.

Гвинтові механізми добре зарекомендували себе під час витягування злитка з кристалізатора з постійною робочою швидкістю. В той же час, за надаванням штоком гідроциліндра, змонтованого на траверсі гвинтової передачі, коливальних рухів злиткові спостерігаються випадки розкриття проміжків пари «гвинт - гайка» [1,2], що порушує закон руху злитка, зменшує амплітуду його переміщення, знижуючи тим самим ефективність колювань.

Постановка завдання. Для підвищення точності витягування злитків, що переплавляють, і надання ним коливальних рухів штоком необхідним є дослідження гвинтових механізмів на математичній моделі; а також аналіз і розробка безударних механізмів, що забезпечують високу якість поверхні злитків.

Головна частина досліджень. Під час вибирання розрахункової схеми механізму розглядали характер і причину розкриття проміжку протягом циклу колювань. За умов інтенсивного налипання металу на стінки кристалізатора сили зчеплення злитка з поверхнею кристалізатора зростають. Тому за переміщенням злитка вниз спочатку відбувається протилежний рух траверси усередині проміжку та тільки після його вибирання спостерігають витягування злитка. На момент початку переміщення злитка вверх траверса різко опускається у проміжку, та тільки після цього відбувається переміщення злитка вгору. Отже, за цикл колювань траверса двічі переміщується у проміжку. Тому в розрахунковій схемі необхідно розглядати чотири етапи руху злитка (два вгору та два вниз)

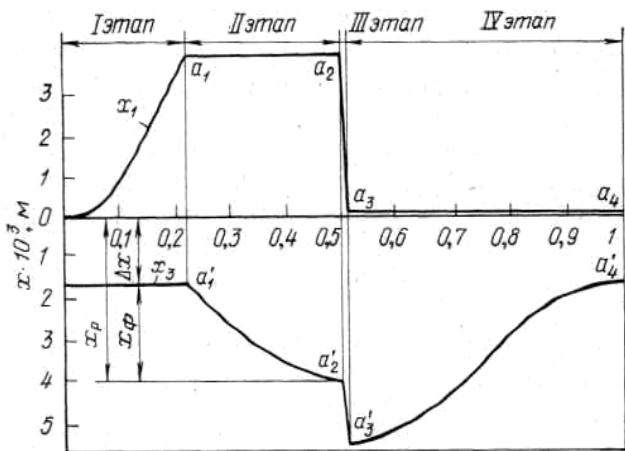
Поетапний аналіз схеми виконували методом припасовування [3], а диференціальні рівняння склали на підставі рівняння Лагранжа другого роду [4]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial x} = Q_i, \quad (1)$$

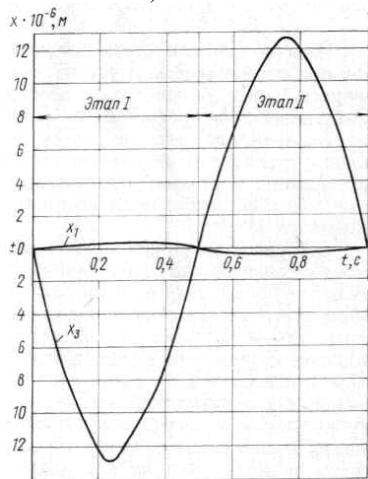
де T – кінетична енергія; x_i – узагальнені координати; Π – потенціальна енергія; t – поточний час процесу; Q_i – узагальнена сила.

За узагальнені координати x_i було вибрано переміщення траверси x_1 і злитка x_3 , а за узагальнену силу Q_i – збурювальна знакозмінна сила $P(t)$, що прикладена до злитка та траверси, яка прийнята гармонійною $P(t) = P_0 \sin \omega \cdot t$.

Розрахункову схему руху злитка, систему диференціальних рівнянь для кожного етапу його руху, а також їх аналітичне вирішення наведено у роботі [5]. За допомогою комп'ютерної обробки для кожного етапу отримали графічні залежності x_1 і x_3 за функцією часу, а потім побудовано графік їх переміщень протягом циклу (рис. 1,а).



а)



б)

Рисунок 1 – Графік переміщень x_1 і x_3 за цикл коливання злитка: а) рух злитка вгору та вниз за розкритим проміжком; б) рух злитка у безпроміжному варіанті

Як видно з рис. 1,а, на ділянках a_1a_2 , $a'_1a'_2$, a_3a_4 , $a'_3a'_4$ переміщення x_3 маси m_3 практично відповідає гармонійному закону руху. Основні порушення цього закону відбуваються на етапах I і III, коли переміщення x_1 маси m_3 відбувається у проміжку.

Враховуючи, що на етапі I злиток є нерухомим і час етапу значно більший за тривалість етапу III, аналіз точності руху виконували щодо етапу I. Визначали погрішність амплітуди Δx , тобто зменшення її фактичної величини x_ϕ порівняно із заданим значенням x_p :

$$\Delta x = x_p - x_\phi = x_p \cdot \sin(0,25\omega \cdot T - t_1), \quad (2)$$

де t_1 , T – час етапу та циклу відповідно.

Як видно з формули (2), для зменшення погрішності Δx необхідно збільшувати частоту ω та зменшувати значення проміжку Δ .

Для реального механізму витягування злитка масою 1,0 т на установці вакуумного переплавлення одержано, що за жорсткості більше ніж 1,0 МН/м і проміжках 5...10 мм погрішність Δx зростає до 25 % і більше. Як показали розрахунки та результати експериментальних досліджень пари «гвинт - гайка» на стенді, коефіцієнт динамічного навантаження k_d складає 3...6 [2]. Тому в таких випадках потрібним є застосування пристроїв вибирання проміжків.

Розроблено гідрогвинтовий механізм витягування злитка з розпірними гідроциліндрами [5], де виключається розкриття проміжку та забезпечується одностороннє навантаження гвинтової подачі (рис. 2).

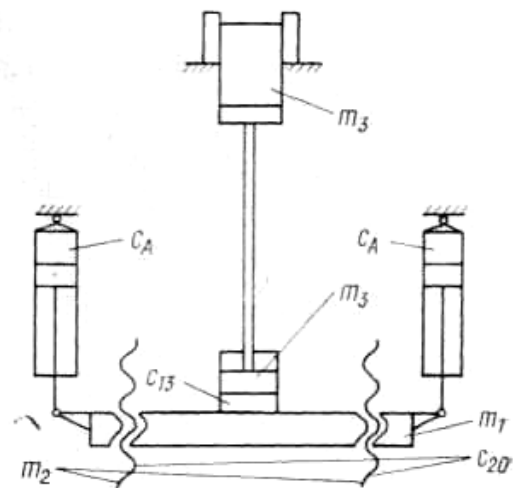


Рисунок 2 – Схема гвинтового механізму витягування злитка із розпірними гідроциліндрами: m_1 – маса траверси; m_2 – маса гвинтів; m_3 – маса злитка, заправки та штоку з поршнем; c_A – жорсткість розпірних гідроциліндрів; c_{13} – жорсткість рідини у гідроциліндрі та з'єднувальних трубопроводів; c_{20} – жорсткість гвинтів

У механізмі також усувається люфт опорних вузлів гвинтів за дії знакозмінної сили на рухливу траверсу механізму, що не забезпечують ві-

домі конструкції безззорних передач з використанням розрізних гайок, пружин і так далі [6].

Для вивчення характеру, а також аналізу точності руху злитка досліджували математичну модель механізму. Під час її складання дію розпірних циліндрів замінювали ланкою з жорсткістю c_A , значення якої визначали з умови нерозкриття проміжку. При цьому максимальне переміщення маси m_1 вгору не повинне перевищувати деформацію пружної ланки c_{20} від сили тяжіння маси m_1 . Отже, повинна дотримуватися нерівність

$$\frac{P_0 - m_1 \cdot g}{c_{13} + c_A} \leq \frac{m_1 \cdot g}{c_{20}}, \quad (3)$$

де P_0 – амплітуда сили; g – сила тяжіння.

Із співвідношення (3) знаходили значення c_A :

$$c_A \geq \frac{(P_0 - m_1 \cdot g) \cdot c_{20} - m_1 \cdot g \cdot c_{13}}{m_1 \cdot g}. \quad (4)$$

Як розрахункову схему використовували трьохмасову модель, описану в роботі [4], де коливальний рух мас відбувається відносно переміщення злитка.

Для розрахунків вводили наступні припущення:

- на відміну від відомої моделі маси m_1 і m_2 приймали такими, що не розпадаються;
- жорсткість потоку вважали абсолютною; а силу опору маси m_3 – пружною;
- дисипативні сили не враховували, оскільки у завданні досліджували вимушені коливання.

Розглядали два етапи руху злитка: вгору (рис. 3,а) і вниз (рис. 3,б).

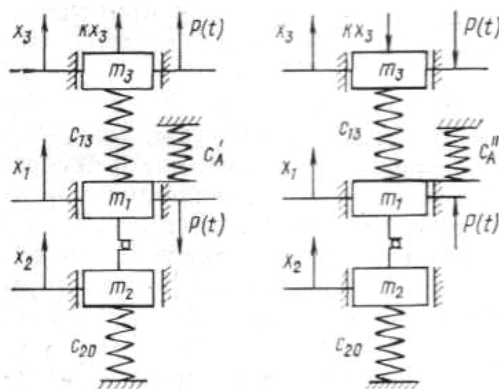


Рисунок 3 – Розрахункова схема механізму а) за рухом злитка вгору; б) за рухом злитка вниз

На підставі рівняння Лагранжа другого роду склали диференціальні рівняння руху:

– етап I:

$$(m_1 + m_2) \frac{d^2 x}{dt^2} + (c_{20} + c_{13} + c_A) \frac{dx}{dt} - c_{13} \cdot x_3 = -P_0 \cdot \sin \omega \cdot t; \quad (5)$$

$$m_3 \frac{d^2 x}{dt^2} - c_{13} \frac{dx}{dt} + (c_{13} + k) \cdot x_3 = -P_0 \cdot \sin \omega \cdot t; \quad (6)$$

– етап II:

$$(m_1 + m_2) \frac{d^2 x}{dt^2} + (c_{20} + c_{13} + c_A) \frac{dx}{dt} - c_{13} \cdot x_3 = P_0 \cdot \sin \omega \cdot t; \quad (7)$$

$$m_3 \frac{d^2 x}{dt^2} - c_{13} \frac{dx}{dt} + (c_{13} + k) \cdot x_3 = -P_0 \cdot \sin \omega \cdot t, \quad (8)$$

де k – коефіцієнт пропорційності.

Вирішення рівнянь знаходили у вигляді суми вирішень:

$$x_i = x_i^{ei} + x_i^{eu}, \quad (9)$$

де x_i^{ei} – вирішення однорідного рівняння, що відповідає вільним коливанням; x_i^{eu} – частинне вирішення неоднорідного рівняння, що відповідає вимушеним коливанням за дією змінної сили $P(t)$.

Загальне вирішення рівнянь етапу I:

$$x_1 = C_1 \cdot \sin(p_1 \cdot t + \beta_1) + C_2 \cdot \sin(p_2 \cdot t + \beta_2) + A_1 \cdot \sin(\omega \cdot t + \delta); \quad (10)$$

$$x_3 = \mu_1 \cdot C_1 \cdot \sin(p_1 \cdot t + \beta_1) + \mu_2 \cdot C_2 \cdot \sin(p_2 \cdot t + \beta_2) + A_2 \cdot \sin(\omega \cdot t + \delta), \quad (11)$$

δ –

Амплітуди A_1 і A_2 вимушених коливань будуть дорівнювати

$$A_1 = \frac{P_0 \cdot (m_3 \cdot \omega^2 - k)}{(c_3 - m_A \cdot \omega^2)(c_2 - m_3 \cdot \omega^2) - c_{13}^2}; \quad (12)$$

$$A_2 = \frac{c_{20} + c_A - m_A \cdot \omega^2}{(c_3 - m_A \cdot \omega^2)(c_2 - m_3 \cdot \omega^2) - c_{13}^2}, \quad (13)$$

де $c_3 = c_{20} + c_{13} + c_A$; $c_2 = c_{13} + k$; $m_A = m_1 + m_2$.

За початкових умов $t = 0$, $x_1 = x_3 = 0$ знаходимо довільні постійні C_1 , C_2 , β_1 і β_2 :

$$C_1 = \frac{\sin \delta \cdot (-\mu_2 \cdot A_1 + A_2)}{\sin \beta_1 \cdot (\mu_2 - \mu_1)}; \quad C_2 = \frac{\sin \delta \cdot (\mu_2 \cdot A_1 - A_2)}{\sin \beta_2 \cdot (\mu_2 - \mu_1)};$$

$$\beta_1 = \arctg\left(\frac{P_1}{\omega} \cdot \operatorname{tg} \delta\right); \quad \beta_2 = \arctg\left(\frac{P_2}{\omega} \cdot \operatorname{tg} \delta\right),$$

де p_1 , p_2 – частоти вільних коливань; μ_1 , μ_2 – коефіцієнти розподілу амплітуди.

Аналогічно знаходили вирішення рівнянь на етапі II і методом припасовування визначали початкові умови.

На підставі аналізу рівнянь за цикл коливань отримали залежності переміщень x_1 і x_3 за функцією часу. Вплив власної частоти коливань механізму на амплітуду переміщення злитка виявився незначним і його не враховували під час побудови графіків переміщень x_1 і x_3 за цикл коливань (рис. 3). Як видно характер руху мас m_1 і m_3 відповідає гармонійному закону, що задають, та є аналогічним на етапах I і II. На відміну від графічної залежності для системи з проміжком (рис. 1,а) значення переміщення x_1 на декілька порядків менше ніж x_3 , що свідчить про незначний вплив переміщення траверси x_1 на відтворювальну амплітуду коливань злитка x_3 .

Вплив жорсткостей c_{20} і c_{13} на точність переміщення злитка визначали на прикладі реального механізму витягування злитка масою 1,0 т установки вакуумного переплавлення. Так, за жорсткості $c_{20} = 10^8 \dots 10^9$ Н/м переміщення траверси m_1 є незначним і мало впливає на точність механізму (≤ 3 %). Збільшення жорсткості c_{13} до $5 \cdot 10^8 \dots 10^9$ Н/м сприяє зниженню значення x_1 до 0,4...0,2 мм, що складає менше 7 % від переміщення x_3 . Жорсткість c_A розпірних гідроциліндрів при цьому повинна знаходитися у межах $0,5 \cdot 10^7 \dots 1,0 \cdot 10^7$ Н/м. За жорсткості c_A до 10^8 Н/м

знижується значення погрішності амплітуди переміщення x_3 до 3 %. Подальше збільшення жорсткості c_A є недоцільним, оскільки відбувається незначне підвищення точності механізму, а енергетичні витрати мають бути значними.

Результати розрахунків було використано під час розробки нової конструкції механізму витягування злитка з короткохідними гідроциліндрами, для електронно-променевої печей з масою злитка 5,0 т і більше [7]. Методика розрахунків також може бути застосована під час проектування гвинтових механізмів інших установок спеціальної електрометалургії, а також для різних металургійних машин, де гвинтові механізми зазнають знакозмінне навантаження.

Висновки. Виконано дослідження гвинтових механізмів витягування злитків з гідроциліндром. Встановлено, що їх коливання спричинюють розкриття проміжків пари «гвинт - гайка» та значне порушення характеру руху злитків. Запропоновано та розроблено нову конструкцію безударного гідрогвинтового механізму. Дослідженням на математичній моделі механізму підтверджена можливість збереження припустимої точності руху злитків. Видано рекомендації для промислового випробування розробленого механізму з метою підвищення якості поверхні злитків.

Бібліографічний список

1. Сапко, А. И. Повышение надежного механизмов вытягивания электронно-лучевых плавильных установок [Текст] / А. И. Сапко, А. Я. Жук, В. К. Тарасов. // Повышение надежности и долговечного металлургического оборудования. Тезисы докладов республ. научно-техн. конф. – Днепропетровск, Изд-во ДМетИ, 1977. – С. 39-40.
2. Гладких, В. А. Проектирование и оборудование электросталеплавильных и ферросплавных цехов [Текст] : учебник / В. А. Гладких, М. И. Гасик, А. Н. Овчарук, Ю. С. Пройдак. – Днепропетровск : Системные технологии, 2004. – 736 с. – Библиография в конце каждого раздела. – 300 экз. – ISBN 966-84210-2-7.
3. Иванченко, Ф. К. Динамика и прочность прокатного оборудования [Текст] / Ф. К. Иванченко, П. И. Полушин, М. А. Тылкин. – М. : Металлургия, 1970. – 487 с. – Библиогр.: с. 484-486. – 2500 экз.
4. Яблонский, А. А. Курс теории колебаний [Текст] / А. А. Яблонский, С. С. Норейко. – М. : Высшая школа, 1975. – 245 с. – Библиогр.: с. 243-244. – 7500 экз.
5. Тарасов, В. К. Исследование точности движения винтовых механизмов вытягивания слитка электронно-лучевых печей [Текст] / В. К. Тарасов, А. И. Сапко // Известия Вузов. Черная металлургия. – 1981. – № 6. – С. 145-148. – Библиогр.: с. 148.
6. А. С. № 877946 СССР. Электронно-лучевая печь [Текст] / В. К. Тарасов, А. И. Сапко, А. Я. Жук и др. (СССР). 1980.
7. Воденников, С. А. Конструкції агрегатів чорної металургії [Текст] : навчальний посібник ; С. А. Воденников, В. К. Тарасов, О. С. Воденникова. – Запоріжжя : ЗДІА, 2012. – 192 с. – Бібліогр.: с. 189-191. – 100 прим.

Стаття надійшла до редакції 02.11.2016 р.
Рецензент, проф. А.Г. Мнухін