

ВИЗНАЧЕННЯ КУТА ПІДЙОМУ РІЗИ ГВИНТОВОГО РОТАТОРА З ГІДРОДВИГУНОМ У РОБОЧОМУ ОРГАНІ МАШИНИ МАНІПУЛЯТОРНОГО ТИПУ

Серед ротаторів з обмеженим кутом повороту гвинтовий ротатор найкраще відповідає експлуатаційним та технологічним вимогам. Необхідний момент повороту ротатора залежить від моменту інерції вантажу з робочим органом та кутового прискорення:

$$M = J \cdot (2 \cdot \varphi) / t^2 \quad (1)$$

де J – момент інерції робочого органу з вантажем, кгм²; φ – кут повороту вантажу, рад; t – час повного повороту вантажу, с.

Момент, що розвиває гвинтовий ротатор:

$$M_p = (R \cdot d) / 2 \cdot \cos^2 \gamma \cdot (\operatorname{tg} \gamma - f_1) \quad (2)$$

де R – осьова сила, що діє на гвинт, Н; d – середній діаметр різі, м; γ – кут підйому різі, град; f_1 – приведений коефіцієнт тертя.

$$f_1 = f / (\cos(\alpha/2)) \quad (3)$$

де α – кут профілю різі, град; f – коефіцієнт тертя матеріалів гвинта і гайки.

Оптимальним можна вважати такий кут підйому різі, при якому корисний об'єм ротатора мінімальний і, відповідно, мінімальна його маса.

Корисний об'єм ротатора при куті повороту $\varphi = 360^\circ$, визначається за формулою:

$$V = F \cdot S \quad (4)$$

де S – хід різі, м,

$$S = \pi \cdot d \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (5)$$

а F – ефективна площа поршня, м²,

$$F = R / p, \quad (6)$$

де p – тиск робочої рідини, Па.

З урахуванням (2), (5) та (6) отримаємо:

$$V = (2 \cdot \pi \cdot M \cdot \operatorname{tg} \gamma) / (p \cdot \cos^2 \gamma (\operatorname{tg} \gamma - f_l)) \quad (7)$$

Для визначення оптимального значення γ знайдемо похідну від корисного об'єму ротатора за кутом підйому різі та прирівняємо до нуля. Після деяких перетворень отримаємо:

$$2 \cdot \sin^2 \gamma (\operatorname{tg} \gamma - f_l) - f_l = 0 \quad (8)$$

Якщо розв'язати рівняння при $f_l = 0,124$, то знаходимо $\gamma = 25,1^\circ$. Таким чином визначено, що значення кута підйому різі $\gamma = 25,1^\circ$ гвинтового ротатора є оптимальною величиною, що забезпечує стабільну роботу гідродвигуна робочого органу машини маніпуляторного типу.

Список використаних джерел

1. Петров О.В. Експериментальне визначення сили тертя спокою та гідродинамічної сили на золотнику переливного клапана мультирежимного гідророзподільника / О.В. Петров, Л.Г. Козлов, Н.С. Семічаснова, Д.А. Солецький // Вісник машинобудування та транспорту. – 2016. – Т. 4, № 2. – С. 78–86.

2. Петров О.В. Математична модель системи керування гідропривода опорно-поворотного пристрою з гідромотором / О.В. Петров, О.С. Несімко М.В. Трофимчук // XIII міжнародна конференція «Контроль та управління в складних системах (КУСС–2016)», м. Вінниця, 3–6 жовтня, 2016: тези доповідей. – 2016. – С. 180–182.