

РУЛЕВОЙ ПРИВОД С ГИДРОЦИЛИНДРОМ В ПОПЕРЕЧНОЙ ТЯГЕ

Войнилович Виктор Васильевич

Научный руководитель – канд. техн. наук, доц. Андреев А.Ф.

(Белорусский национальный технический университет)

В статье рассмотрены кинематические расчёты рулевого привода с гидроцилиндром в поперечной тяге. Предложен способ определения силы на штоке гидравлического цилиндра, обусловленный моментом сопротивления повороту управляемых колес.

Рулевой привод представляет собой два коромысло-ползунных механизма с общим ползуном. Рассмотрим коромысло-ползунный механизм поворота правого колеса (рисунок 1).

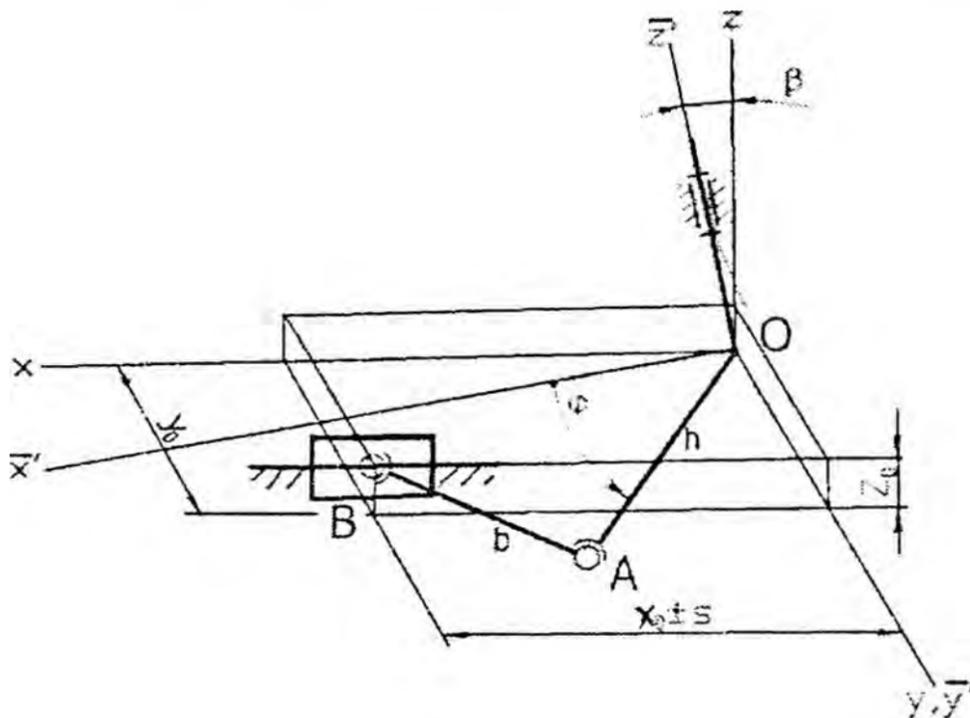


Рисунок 1 – Коромысло-ползунный механизм поворота

Рычаг OA поворотной цапфы (коромысло) со шкворнем образует вращательную пару. Через точку поворота O коромысла проведем плоскость xOy перпендикулярную плоскости xOz , в которой расположены оси шкворней поворотных цапф так, чтобы линия пересечения плоскостей – ось Ox – была параллельна

оси моста. Ось Oz направим так, чтобы образовалась правосторонняя система координат (рисунок 1). При этом ось шкворня поворотной цапфы, расположенная в плоскости xOz проходит через точку O и образует с осью Oz угол, равный углу β поперечного наклона шкворня. Образует правостороннюю систему координат \overline{xyz} с началом в точке O .

Ось $O\overline{z}$ направим вдоль оси шкворня, а ось $O\overline{y}$ – вдоль оси Oy . Очевидно, что центр A шарового шарнира коромысла при повороте колеса перемещается в плоскости $\overline{xO\overline{y}}$.

Его координаты в системе \overline{xyz} :

$$\overline{X}_A = h \cdot \cos \varphi; \overline{Y}_A = h \cdot \sin \varphi; \overline{Z}_A = 0, \quad (1)$$

где φ – угол между осью $O\overline{x}$ и рычагом OA ;

h – длина рычага OA .

В базовой системе xyz координаты точки A :

$$\begin{aligned} X_A &= \overline{X}_A \cdot \cos \beta = h \cdot \cos \beta \cdot \cos \varphi; \\ Y_A &= \overline{Y}_A = h \cdot \sin \varphi; Z_A = -\overline{X}_A \cdot \sin \beta = -h \cdot \sin \beta \cdot \cos \varphi. \end{aligned} \quad (2)$$

Ползун имеет прямолинейно-поступательное движение, а центр B сферической пары, которую он образует со звеном AB (шатунном), перемещается параллельно оси Ox . Координаты точки B в системе xyz :

$$X_B = X_O \pm S; Y_B = Y_O = const; Z_B = Z_O = const, \quad (3)$$

где X_O, Y_O, Z_O – начальные координаты точки B ;

S – перемещение ползуна (знак «+» для внутреннего колеса, знак «-» – для внешнего).

Длина b шатуна AB связана с координатами точек A и B :

$$b^2 = (X_B - X_A)^2 + (Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2. \quad (4)$$

Откуда

$$X_B = \sqrt{b^2 - (Y_B - Y_A)^2 - (Z_B - Z_A)^2} + X_A. \quad (5)$$

Задаваясь углом поворота α_1 внутреннего колеса, найдем угол:

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - (\theta + \alpha_1), \quad (6)$$

где θ – угол установки рычага OA .

Затем определяем координаты точки A в системе xuz по уравнениям (2). Значение координаты X_B и перемещение ползуна $S = X_B - X_0$.

Для внешнего колеса преобразуем уравнение (4), принимая во внимание, что $Y_B = Y_0 = const$, $Z_B = Z_0 = const$,

$$X_B = X_0 - S \text{ (для внешнего колеса), } X_A^2 + Y_A^2 + Z_A^2 = h^2.$$

$$2 \cdot (X_0 - S) \cdot X_A + 2Y_0 \cdot Y_A + 2Z_0 \cdot Z_A = (X_0 - S)^2 + Y_0^2 + Z_0^2 + h^2.$$

Подставив в это равенство выражения (2), получим уравнение $c_1 - c_2 \cdot \cos \varphi = \sin \varphi$, в котором

$$c_1 = \frac{(X_0 - S)^2 + Y_0^2 + Z_0^2 + h^2 - b^2}{2Y_0 \cdot h}; \quad c_2 = \frac{(X_0 - S) \cdot \cos \beta - Z_0 \cdot \sin \beta}{Y_0};$$

$$\varphi = \frac{\pi}{2} - (\theta - \alpha_2),$$

где α_2 – угол поворота внутреннего колеса.

Откуда

$$\alpha_2 = \theta - \arcsin \left(\frac{c_1 \cdot c_2}{c_2^2 + 1} - \sqrt{\left(\frac{c_1 \cdot c_2}{c_2^2 + 1} \right)^2 - \frac{c_1^2 - 1}{c_2^2 + 1}} \right). \quad (7)$$

Сила на штоке гидравлического цилиндра складывается из двух составляющих: силы $F_{ш1}$, обусловленной моментом сопротивления $T_{\Sigma 1}$ повороту внутреннего колеса и силы $F_{ш2}$, обусловленной моментом сопротивления $T_{\Sigma 2}$ повороту внешнего колеса

$$F_{ш} = F_{ш1} + F_{ш2} = \left(\frac{T_{\Sigma 1}}{h_1} + \frac{T_{\Sigma 2}}{h_2} \right) / \eta$$

где h_1, h_2 – приведенное плечо относительно оси шкворня соответственно силы $F_{ш1}$ и силы $F_{ш2}$.

Соответствующие значения плеч h_1 и h_2 можно вычислить по формулам

$$h_1 = h \cdot \frac{\cos(\theta + \alpha_1 + \eta_1)}{\cos \eta_1 \cdot \cos \beta}; \quad h_2 = h \cdot \frac{\cos(\theta - \alpha_2 + \eta_2)}{\cos \eta_2 \cdot \cos \beta}, \quad (8)$$

где η_1 и η_2 – угол между проекцией звена AB на плоскость \overline{xOy} и осью \overline{Ox} для механизма внутреннего и наружного колеса соответственно.

Угол η вычисляется для каждого коромысло-ползунного механизма по формуле

$$\eta = \arctg \frac{Y_0 - \overline{Y}_A}{(X_0 \pm S) \cdot \cos \beta - Z_0 \cdot \sin \beta - \overline{X}_A}. \quad (9)$$

Описанная методика расчета позволяет найти оптимальные параметры рулевой трапеции.

По данной методике были определены оптимальные значения рулевой трапеции вилочного погрузчика грузоподъемностью 5 т. По минимальной среднеквадратичной ошибке между требуемым условием по отсутствию скольжению и получаемым при заданных параметрах рулевой трапеции.

Найденные оптимальные параметры рулевой трапеции представлены на рисунке 2.

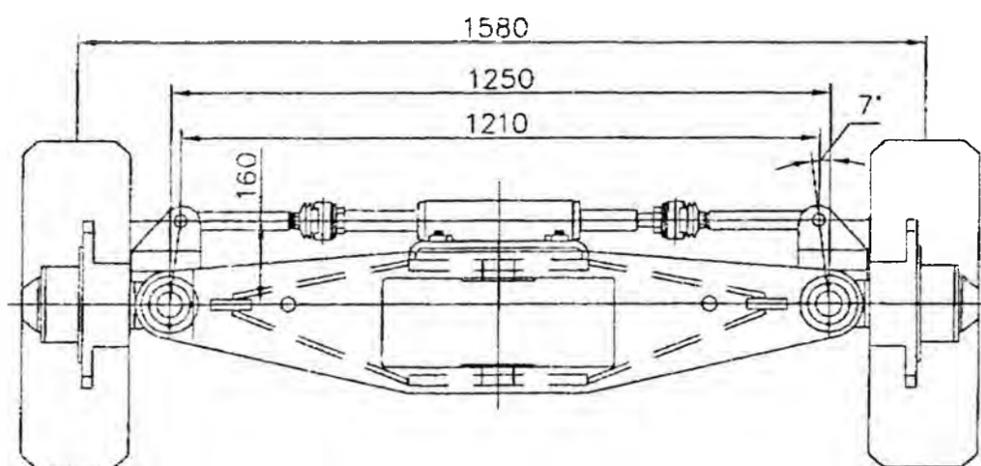


Рисунок 2 – Оптимальные параметры трапеции механизма поворота