

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ ИЗМЕНЕНИЯ НАКЛОНА МОТОРНО-ТРАНСМИССИОННОГО БЛОКА

В. Н. Холопов, И. С. Федорченко

Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева
Российская Федерация, 660037, г. Красноярск, просп. им. газеты «Красноярский Рабочий», 31
E-mail: atlm@sibstu.kts.ru

В статье рассматриваются некоторые вопросы конструирования машины, предназначенной для работы в горных условиях. Известно, что для нормальной работы двигателя внутреннего сгорания необходимо его горизонтальное положение, а для психологически уверенной работы оператора машины его корпус должен находиться в вертикальном положении. Выполнение этих условий обеспечено в машине по патенту России № 2059502. В этой машине на гусеничное шасси установлен моторно-трансмиссионный блок колёсной машины, который включает в себя двигатель, силовую передачу и кабину водителя. Моторно-трансмиссионный блок связан с гусеничной тележкой подшипниковыми узлами, установленными на выходных валах моторно-трансмиссионного блока, и гидроцилиндром, который обеспечивает поворот моторно-трансмиссионного блока относительно гусеничной тележки для горизонтального положения двигателя внутреннего сгорания и вертикального положения оператора. При конструировании такой машины возникает вопрос о координатах этих точек и параметрах гидроцилиндра.

Для решения этого вопроса в статье представлена схема проекции подшипникового узла моторно-трансмиссионного блока и точек крепления гидроцилиндра к моторно-трансмиссионному блоку и к раме гусеничной тележки на вертикальную продольную плоскость, проходящую через машину. Анализ представленной схемы позволил получить уравнение, определяющее координаты точек крепления гидроцилиндра относительно подшипникового узла и длину гидроцилиндра в зависимости от заданных значений углов наклона моторно-трансмиссионного блока. Определено усилие гидроцилиндра для создания относительно подшипникового узла крутящего момента, который должен быть не меньше суммарного крутящего момента, включающего в себя крутящий момент от веса моторно-трансмиссионного блока и реактивный крутящий момент на моторно-трансмиссионном блоке, определяемый крутящим моментом на выходных валах моторно-трансмиссионного блока при работе двигателя внутреннего сгорания.

Ключевые слова: моторно-трансмиссионный блок, система изменения положения, гидроцилиндр, шарнир, горная машина, двухгусеничная машина.

Conifers of the boreal area. 2022, Vol. XL, No. 6, P. 565–567

DETERMINATION OF TILT SYSTEM PARAMETERS ENGINE-TRANSMISSION UNIT

V. N. Kholopov, I. S. Fedorchenko

Reshetnev Siberian State University of Science and Technology
31, Krasnoyarskii Rabochii prospekt, Krasnoyarsk, 660037, Russian Federation
E-mail: atlm@sibstu.kts.ru

The article deals with some issues of designing a machine designed to work in mountainous conditions. It is known that for the normal operation of the internal combustion engine, its horizontal position is necessary, and for the psychologically confident operation of the machine operator, its body must be in a vertical position. The fulfillment of these conditions is ensured in the machine according to the Russian patent No. 2059502. In this machine, a motor-transmission unit of a wheeled vehicle is installed on a caterpillar chassis, which includes an engine, a power transmission and a driver's cab. The motor-transmission unit is connected to the caterpillar bogie by bearing assemblies mounted on the output shafts of the motor-transmission unit, and by a hydraulic cylinder, which ensures the rotation of the motor-transmission unit relative to the caterpillar bogie for the horizontal position of the internal combustion engine and the vertical position of the operator. When designing such a machine, the question arises about the coordinates of these points and the parameters of the hydraulic cylinder.

To solve this issue, the article presents a projection diagram of the bearing assembly of the motor-transmission unit and the points of attachment of the hydraulic cylinder to the motor-transmission unit and to the frame of the caterpillar bogie on a vertical longitudinal plane passing through the machine. The analysis of the presented scheme made it possible to obtain an equation that determines the coordinates of the hydraulic cylinder attachment points relative to the bearing assembly and the length of the hydraulic cylinder, depending on the specified values of the tilt angles of the

motor-transmission unit. The force of the hydraulic cylinder is determined to create a torque relative to the bearing assembly, which should not be less than the total torque, including the torque from the weight of the motor-transmission unit and the reactive torque on the motor-transmission unit, determined by the torque on the output shafts of the motor-transmission unit block when the internal combustion engine is running.

Keywords: motor-transmission unit, position change system, hydraulic cylinder, hinge, mining machine, two-track machine.

ВВЕДЕНИЕ

Горная двухгусеничная машина по патенту России № 2059502, показана на рис. 1, включает в себя гусеничную тележку и связанный с ней подшипниковыми узлами и гидроцилиндром моторно-трансмиссионный блок, который включает в себя двигатель, силовую передачу с выходными валами и кабину. Моторно-трансмиссионный блок может быть использован от колёсного трактора. Подшипниковые узлы установлены на выходных валах моторно-трансмиссионного блока. С помощью гидроцилиндра возможно поворачивать моторно-трансмиссионный блок относительно выходных валов для повышения устойчивости машины и создания более комфортных условий для работы двигателя внутреннего сгорания и водителя. При разработке машины могут возникнуть проблемы при определении мест крепления гидроцилиндра и его размеров.



Рис. 1. Схема двухгусеничной горной машины

МЕТОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИСЛЕДОВАНИЯ

Спроектируем подшипниковый узел наклона моторно-трансмиссионного блока, оси крепления гидроцилиндра к раме гусеничной тележки и к моторно-трансмиссионному блоку на продольную вертикальную плоскость машины при вертикальном положении моторно-трансмиссионного блока (рис. 2).

Из схемы следует:

$$\varphi_1 = \arctg \frac{L_p}{h_1}; \quad \varphi_2 = \arctg \frac{L_m}{h_2}. \quad (1)$$

При наклоне моторно-трансмиссионного блока на угол θ (при наклоне блока вперед этот угол положительный, а при наклоне назад – отрицательный) соответственно изменяется угол наклона линии OM . Тогда

$$\varphi'_2 = \varphi_2 + \theta = \arctg \frac{L_m}{h_2} + \theta. \quad (2)$$

Угол γ между линиями OP и OM тогда будет равен:

$$\gamma = 180^\circ - \varphi_1 - \varphi'_2 = 180^\circ - \arctg \frac{L_p}{h_1} - \arctg \frac{L_m}{h_2} - \theta. \quad (3)$$

По теореме косинусов [2] для треугольника OPM будем иметь:

$$l_{\text{гц}} = a^2 + b^2 - 2ab \cos \gamma, \quad (4)$$

Или

$$l_{\text{гц}} = a^2 + b^2 - 2ab \cos(180^\circ - \arctg \frac{L_p}{h_1} - \arctg \frac{L_m}{h_2} - \theta). \quad (5)$$

$$\text{Здесь } a = \sqrt{L_p^2 + h_1^2}; \quad b = \sqrt{L_m^2 + h_2^2}.$$

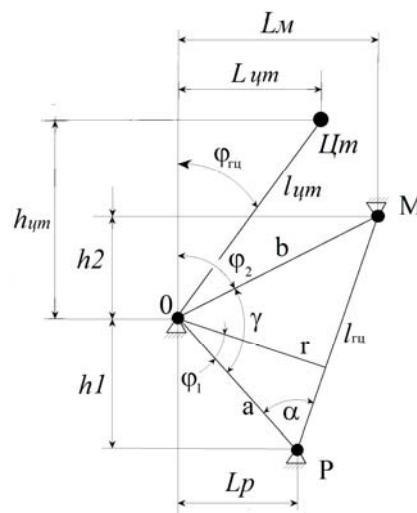


Рис. 2. Проекция подшипникового узла и точек крепления гидроцилиндра на вертикальную продольную плоскость:

«O» – подшипниковый узел наклона моторно-трансмиссионного блока; «P» – ось крепления гидроцилиндра к раме гусеничной тележки; «M» – ось крепления гидроцилиндра к моторно-трансмиссионному блоку; L_p, h_p – координаты точки «P» относительно точки «O»; L_m, h_m – координаты точки «M» относительно точки «O»; $l_{\text{гц}}$ – расстояние между осями гидроцилиндра; r – перпендикуляр, опущенный из точки «O» на линию $P-M$ (плечо гидроцилиндра относительно точки «O»); R – радиус описанной окружности треугольника OPM ; $h_{\text{цм}}, L_{\text{цм}}$ – координаты центра тяжести ЦТ моторно-трансмиссионного блока

Уравнение (5) позволяет при заданных максимальных и минимальных значениях углов наклона моторно-трансмиссионного блока определить максимальную и минимальную длины гидроцилиндра и координаты крепления его к гусеничной тележке и к моторно-трансмиссионному блоку.

После определения точек крепления гидроцилиндра к гусеничной тележке для значений длин гидроцилиндра от минимального до максимального необходимо определить плечо действия гидроцилиндра от

носителем точки «0». Плечо гидроцилиндра определится как длина перпендикуляра, опущенного из точки «0» на линию PM .

По теореме косинусов для треугольника OPM

$$b^2 = a^2 + l_{гц}^2 - 2al_{гц}\cos\alpha. \quad (6)$$

Тогда

$$\cos\alpha = \frac{a^2 + l_{гц}^2 - b^2}{2al_{гц}}. \quad (7)$$

Плечо гидроцилиндра определится:

$$r = a \sin \alpha = a(1 - \cos^2 \alpha) = a \left(1 - \left(\frac{a^2 + l_{гц}^2 - b^2}{2al_{гц}} \right)^2 \right). \quad (8)$$

Усилие, создаваемое гидроцилиндром, противодействует действующему крутящему моменту на моторно-трансмиссионном блоке при его работе:

$$P_{гц} = \frac{M_{гц}}{r_{гц}}, \quad (9)$$

где $M_{гц}$ – действующий крутящий момент на моторно-трансмиссионном блоке, Нм; $r_{гц}$ – длина перпендикуляра, опущенного из центра тяжести моторно-трансмиссионного блока на вертикальную ось, проходящую через точку «0» (ось поворота моторно-трансмиссионного блока), м.

Действующий крутящий момент на моторно-трансмиссионном блоке создаётся реактивным моментом от работы ведущих звёздочек и моментом от веса моторно-трансмиссионного блока.

Реактивный момент моторно-трансмиссионного блока определится:

$$M_{реак} = M_{двс} u_{тр} \eta_{тр}, \quad (10)$$

где $M_{двс}$ – максимальный крутящий момент двигателя моторно-трансмиссионного блока; $u_{тр}$ – максимальное передаточное число силовой передачи моторно-трансмиссионного блока; $\eta_{тр}$ – коэффициент полезного действия силовой передачи.

Из схемы (рис. 2) следует, что

$$\sin \varphi_{гц} = \frac{L_{гц}}{l_{гц}}, \quad (11)$$

откуда получаем:

$$\varphi_{гц} = \arcsin \frac{L_{гц}}{l_{гц}}. \quad (12)$$

При наклоне моторно-трансмиссионного блока угол составит

$$\varphi'_{гц} = \varphi_{гц} + \theta. \quad (13)$$

Тогда плечо действия силы веса моторно-трансмиссионного блока будет равно

$$r_{гц} = l_{гц} \sin(\varphi_{гц} + \theta). \quad (14)$$

Момент, создаваемый весом моторно-трансмиссионного блока:

$$M_{мтб} = G_{мтб} r_{гц} = G_{мтб} l_{гц} \sin(\varphi_{гц} + \theta). \quad (15)$$

Суммарный крутящий момент моторно-трансмиссионного блока

$$M_{\Sigma} = M_{мтб} + M_{реак}. \quad (16)$$

Усилие, развиваемое гидроцилиндром, тогда будет равно:

$$P_{гц} = \frac{M_{гц}}{r_{гц}} = \frac{M_{\Sigma}}{r_{гц}} = \frac{G_{мтб} l_{гц} \sin(\varphi_{гц} + \theta) + M_{двс} u_{тр} \eta_{тр}}{r_{гц}}. \quad (17)$$

При определении длины гидроцилиндра по уравнению (5), момента, создаваемого весом моторно-трансмиссионного блока по уравнению (15) и усилия, развиваемого гидроцилиндром по уравнению (17) необходимо брать одну и ту же величину θ угла наклона моторно-трансмиссионного блока.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведённое теоретическое исследование позволяет аналитически получить оптимальные координаты крепления гидроцилиндра к гусеничной тележке и моторно-трансмиссионному блоку, оптимальные минимальные и максимальные размеры гидроцилиндра, а также определить его параметры.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЕ ССЫЛКИ

1. Холопов В. Н., Лабзин В. А. Горная двухгусеничная машина. Патент России № 2059502, опубл. 10.05.1996. Заявка 93036810/11 от 10.07.1993.
2. Справочник машиностроителя. М. : Машгиз, 1960. Т. 1.

REFERENCES

1. Kholopov V. N., Labzin V. A. Gornaya dvukhgusenichnaya mashina. Patent Rossii № 2059502, opubl. 10.05.1996. Zayavka 93036810/11 ot 10.07.1993.
2. Spravochnik mashinostroitel'ya. M. : Mashgiz, 1960. T. 1.

© Холопов В. Н., Федорченко И. С., 2022

Поступила в редакцию 05.06.2022
Принята к печати 10.11.2022