

**МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ СИЛ ТРЕНИЙ, ВОЗНИКАЮЩИЕ В УЗЛАХ  
БУЛЬДОЗЕРНОГО ОБОРУДОВАНИЯ С ТЕЛЕСКОПИЧЕСКИМИ  
ТОЛКАЮЩИМИСЯ БРУСЬЯМИ****THE METHODS OF DETERMINING THE FRICTION FORCES ARISING IN  
THE BULLDOZER EQUIPMENT NODES WITH TELESCOPIC PUSH ARMS**

*Бул макалада телескоптук түртүүчү брустар менен жабдылган бульдозердик жабдыктын конструкциясынын өзгөчөлүктөрү каралган. Ошондой эле түйүндөрдөгү сүрүлүү күчүнүн пайда болуусу талданган жана сүрүлүү күчүнүн чоңдугун аныктоонун ыкмасы жана анын башкаруу приводунун энергосыйымдуулугуна тийгизген таасири аныкталган.*

***Ачык сөздөр:** бульдозер, сүрүлүү күчү, телескоптук түртүүчү брустар.*

*В данной статье рассмотрены особенности конструкций бульдозерного оборудования с телескопическими толкающимися брусьями, а так же анализированы возникновение сил трения между узлами и приведена методика определения величин сил трения и их влияния на энергоемкости привода управления.*

***Ключевые слова:** бульдозер, силы трения, телескопические толкающиеся брусья.*

*In this article describes the design features of bulldozer equipment with telescopic push arms, as well as analyzed the emergence of friction forces between nodes and shows the method of determining the values of the friction forces and their impact on the power consumption of the drive control.*

***Keywords:** bulldozer, frictional forces, telescopic push arms.*

Анализ конструкций бульдозерных оборудований показывает, что существуют множества различных конструкций, основными целями которых является создание многоцелевых рабочих оборудований.

В данной работе представляется конструкция рабочего оборудования бульдозера с телескопическими толкающимися брусьями.

Рабочее оборудование (рис.1.) состоит из отвала 1, с жестко закрепленной в задней нижней части направляющим 2 с ползунными механизмами 3, которые расположены внутри направляющего. В свою очередь к ползунным механизмам жестко закреплены кронштейны 4, движущиеся совместно с ползунными механизмами. Ползунные механизмы управляются гидроцилиндрами 5. Гидроцилиндры как показано на рис.1, штоковыми сторонами через пальцы 6 присоединены к ползунным механизмам, а цилиндрическими сторонами так же через пальцы 7 к направляющим.

Ползунные механизмы расположены симметрично поперечной оси симметрии рабочего оборудования. На рис.1. показана левая сторона ползунного механизма.

К конструктивным особенностям относятся следующее:

Во-первых, сами толкающиеся брусья выполнены в виде телескопического механизма, которых передние стороны выдвигаемых частей, через шаровые шарниры присоединены к подвижным кронштейнам, в свою очередь подвижные кронштейны как выше отмечено, жестко закреплены к механизмам ползунного типа, движущиеся по направляющей, который жестко закреплен к нижней задней части отвала бульдозера. Ползунные механизмы приводятся в движении посредством гидроцилиндров, у которых

цилиндрические стороны шарнирно закреплены к направляющим, а штоковые стороны шарнирно закреплены к ползунам.

Во-вторых, направления движения ползунных механизмов с жестко закрепленными кронштейнами и выдвигаемые части телескопических толкающихся брусьев пересекаются. Такое конструктивное выполнение обусловлено тем, чтобы не произошло заклинивания механизмов (ползунный и телескопический) при установке отвала под углом в плане, так как одна из сторон телескопических толкающихся брусьев выдвигается вперед, одновременно в поперечном направлении движения телескопического механизма, двигается соответствующая сторона ползунного механизма с подвижным кронштейном.

При этом работа гидроцилиндров управления ползунного механизма с подвижным кронштейном и управления выдвигаемым частям телескопического механизма должны быть синхронным.

Применение такого рода устройства, как опорно-подвижного ползунного механизма, для управления отвалом в горизонтальной плоскости является более эффективным с точки зрения надежности конструкции рабочего оборудования, а так же по использованию сил трений, возникающие между деталями для уменьшения воспринимаемых нагрузок приводами, узлами и деталями со стороны рабочей среды в процессе работы. Надежность конструкции обеспечивается ограничением непредвиденных перемещений узлов и деталей, возникающие при принятии больших разносторонних нагрузок при взаимодействии рабочего органа с рабочей средой, благодаря строгой направленности движения деталей и механизмов по направляющей.

Для манипуляции рабочим оборудованием в горизонтальных или вертикальных плоскостях существуют различные механизмы, как рычажные, винтовые, обыкновенные гидроцилиндры и другие, без опорно-подвижных механизмов, которые при воздействии к ним нагрузок, в большинстве случаев вышеназванные механизмы теряют свою устойчивость, и в результате разрушаются конструкции или сильно деформируются.

Как выше отмечена, использование опорно-подвижного механизма дает возможность эффективному использованию сил трения, возникающие между направляющим и ползунными механизмами. Это объясняется тем, что для установки отвала под углом в плане, бульдозер находится в транспортном положении. Например, для установки отвала правоотваливающим режимом работы, со стороны левых подвижных кронштейнов действует сила  $P_{об}$  от левой выдвигаемой части толкающегося брусья, одновременно со стороны гидроцилиндра ползунного механизма, так же действует сила  $P_I$  (рис.1), в результате преодолевая силу трения возникающие между направляющим и ползунным механизмом, последний перемещается налево.

В данном случае величина силы трения зависит от веса отвала и от величины сил действующие со стороны толкающихся брусьев без нагрузок со стороны рабочей среды, а в процессе работы сила трения больше и примерно равны, на разницу сил действующие со стороны толкающихся брусьев без рабочей нагрузкой и с рабочей нагрузкой.

В результате возникающая сила трения между ползунным механизмом и направляющим в процессе работы бульдозера является полезным, следовательно, воспринимаемая нагрузка гидроцилиндром управления ползунным механизмом минимальный, т.к. часть нагрузки перераспределяется на преодоление сил трения.

Величина силы трения определяется по закону Кулона, как произведения коэффициента трения на нормальную реакцию между трущимися телами [2]. Коэффициент трения можно с достаточной точностью считать величиной постоянной. Что касается реакции, то можно в первом приближении принять, что в состоянии движения они имеют те же значения, что в равновесном состоянии системы [2]. Следовательно, силы трения можно рассматривать как силы, постоянные по величине и направленные противоположно скоростям точек их приложения.

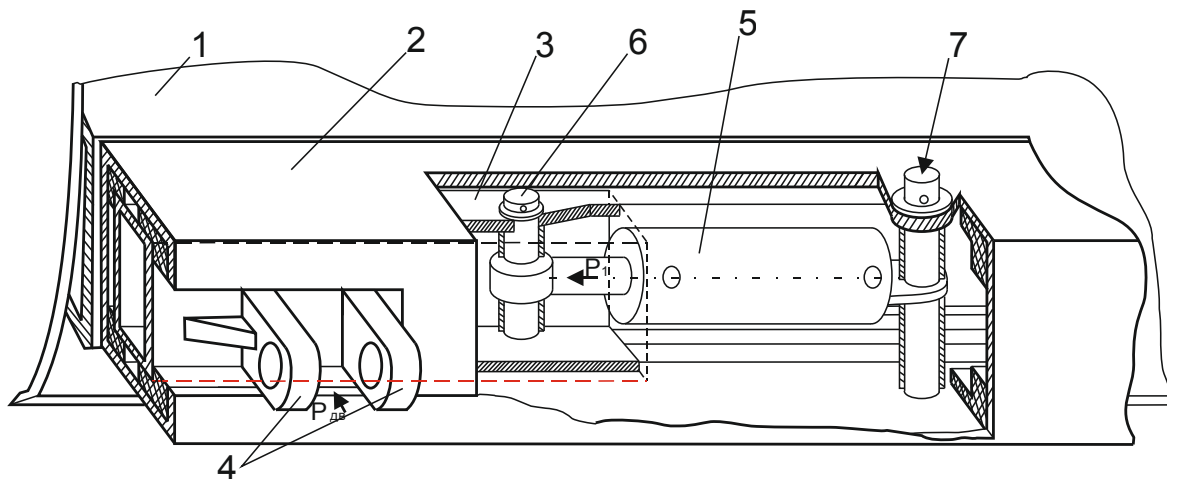


Рис.1. Ползунный механизм с кронштейнами бульдозерного оборудования с телескопическими толкающимися брусьями (левая сторона). 1-отвал; 2-направляющий; 3-ползунный механизм; 4-кронштейн; 5-гидроцилиндр; 6-палец; 7-палец.

По предлагаемой конструкции (рис.1.), гидроцилиндр управления ползунным механизмом с кронштейном, и гидроцилиндр выдвигания левой стороны телескопического толкающегося бруса как отмечено выше, должны работать синхронно. Для той цели первый гидроцилиндр устанавливается на плавающий режим работы, при котором напорная и сливная гидравлическая линия данного гидроцилиндра одновременно соединяются со сливом.

В результате данный гидроцилиндр в процессе установки отвала под углом в плане не действует, а движение подвижного кронштейна по направляющей осуществляется под действием силы со стороны выдвигаемой части телескопического бруса, преодолевая силы сопротивления трения, возникающие от веса отвала и от действующей силы со стороны телескопического бруса (рис.2.).

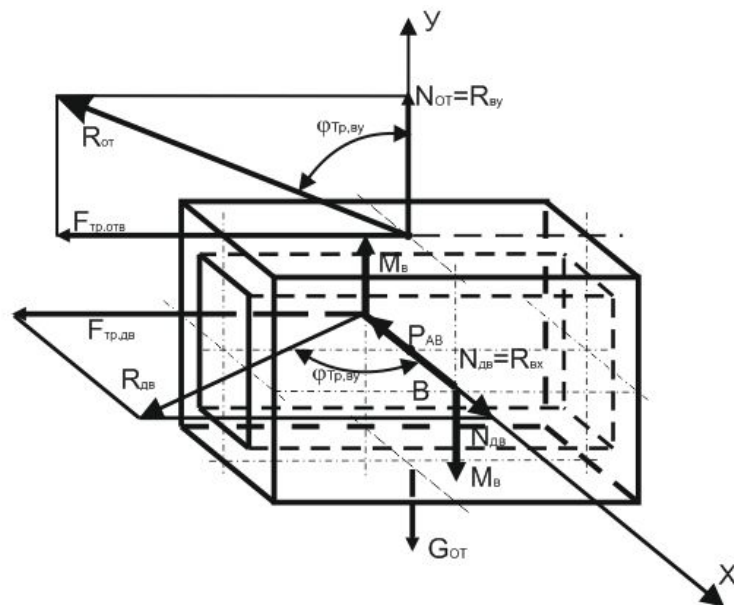


Рис.2. Схема действующих сил на ползунный механизм с кронштейном:  $G_{от}$  – вес отвала;  $F_{тр.от}$  – сила трения от веса отвала;  $N_{от}$  – нормальная реакция от веса отвала;  $P_{дв}$  – сила, действующая со стороны телескопического брусья;  $N_{дв}$  – сила реакция от действующей силы  $P_{дв}$ ;  $F_{тр.дв}$  – сила трение возникающее от действий  $P_{дв}$ .

Как показано на рис.2., силы, действующие на ползунный механизм с кронштейном разносторонние, но при этом наши внимания сосредоточены на их действия. Поэтому

анализируя действия сил, нам необходимо установить условие движения подвижного кронштейна по направляющей. Напомним, что в процессе установки отвала под углом в плане – отвал поворачивается вокруг неподвижной точки, прямолинейным выдвиганием соответствующей части телескопического толкающего бруса.

Движение ползунного механизма по направляющей осуществляется при условии, если сумма сопротивлений, действующий на кронштейн ( $F_{mp.om}$ ,  $F_{mp.дв}$ ) меньше, чем действующей силы  $P_{дв}$ , со стороны толкающего бруса, т.е.

$$F_{mp} = \sum_{i=1}^n F_{mpi} < P_{дв} \quad (1)$$

Значит, необходимо решить задачу по определению сил трения  $F_{mp.om}$ ,  $F_{mp.дв}$ . Согласно схеме действующих сил имеем (рис.2).

$$\begin{aligned} F_{mp.om} &= f * N_{om}; & N_{om} &= R_{ey} & (2) \\ F_{mp.дв} &= f * N_{дв}; & N_{дв} &= R_{ex} & (2.1) \end{aligned}$$

Согласно рис. 2 и зависимости (2) и (2.1) следует, что

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \varphi_{1p,ay} &= \frac{F_{mp,ay}}{R_{ay}} = \frac{f_{mp,ay} * R_{ay}}{R_{ay}} = f_{mp,ay} \quad (2') \\ \operatorname{tg} \varphi_{1p,ay} &= f_{mp,ay} \\ \operatorname{tg} \varphi_{Tp,ax} &= \frac{F_{mp,ax}}{R_{ax}} = \frac{f_{mp,ax} * R_{ax}}{R_{ax}} = f_{mp,ax} \quad (2.1') \end{aligned}$$

где  $N_{дв}$  – нормальная составляющая сила реакции от сил  $P_{дв}$ ;  $N_{om}$  - нормальная составляющая сила реакции от  $G_{om}$ ;  $f$  – коэффициент трения.

Для определения силы реакции  $N_{om}$  и  $N_{дв}$  составляем расчетную схему (рис.3).

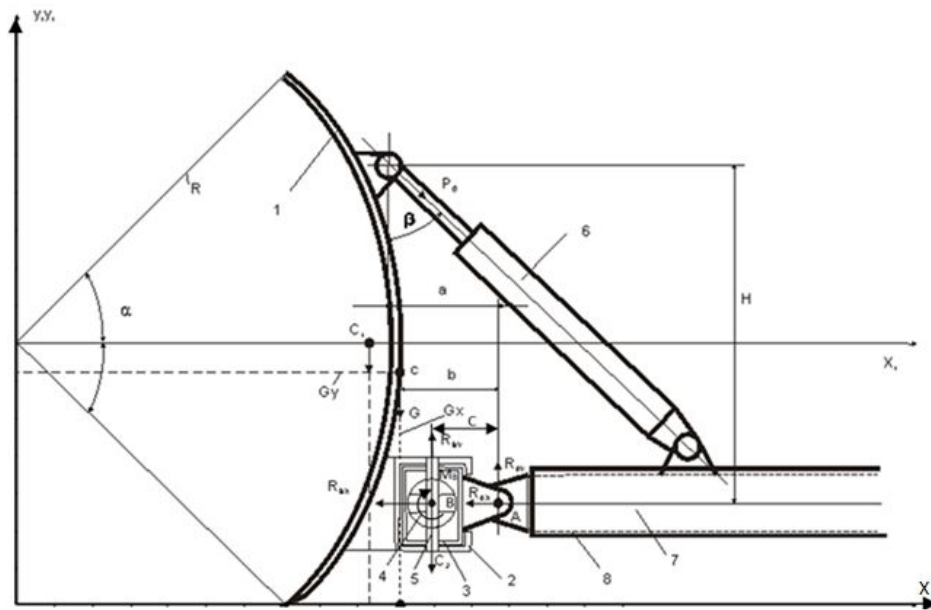


Рис.3. Расчетная схема для определения сил реакций: 1-отвал; 2-направляющий; 3- ползунные механизмы с кронштейнами; 4-гидроцилиндры управления ползунных механизмов с кронштейнами; 5-палец для крепления гидроцилиндров управления; 6- гидророскосы; 7-выдвигаемая часть толкающих брусьев; 8-основная часть толкающих брусьев.

С-центр тяжести отвала с направляющими;  $C_1$ -центр тяжести отвала;  $C_2$ -центр тяжести направляющего.

Как выше отмечено, что при установке отвала под углом в плане отвал находится в транспортном положении. Поэтому на схеме отсутствуют силы, действующие со стороны рабочей среды.

Для решения данной задачи даем следующие допущения:

- Не учитываются веса некоторых деталей, которые по отношению основных узлов и деталей не соизмеримые, например, веса гидроцилиндров, пальцев, проушин и др.

- Силы реакции связей от веса отвала принимать как силы, действующие по нормали (т.е. против направлению ограничению).

По конструкции бульдозерное оборудование состоит из отвала с жестко закрепленной к отвалу направляющего, как одно целое с отвалом. Причем отвал с телескопическими толкающими брусьями соединены через подвижные кронштейны, жестко закрепленные к ползунным механизмам, которые перемещаются внутри направляющей, посредством гидроцилиндров. Верхняя часть отвала соединена с выдвигаемыми частями толкающих брусьев посредством раскосов в виде гидроцилиндров.

Значит, отвал с жестко закрепленным направляющим взаимодействует ползунным механизмом с подвижными кронштейнами и с раскосами.

Соответственно с определением реакций связи между отвалом с направляющим и ползунным механизмом с подвижным кронштейном, определим  $N_{от}$ , из уравнения (2). То есть, мы должны выяснить, каким образом сила от веса отвала с направляющим, перераспределены между шаровыми шарнирными соединениями раскосов и отвала, между шаровыми шарнирными соединениями ползунных механизмов с подвижными кронштейнами и телескопическими толкающими брусьями, а так же между подвижными ползунными механизмами и направляющим.

Согласно расчетной схеме (рис.3.), сила от веса отвала действует на шаровые шарнирные соединения между ползунных механизмов с кронштейнами и с телескопическими толкающихся брусьев в виде  $R_{AX}$  и  $R_{AY}$ , действует на шаровые шарнирные соединения между верхней части отвала и гидрораскосов в виде  $P_{\partial}$ , действует на соединения между направляющим и подвижными кронштейнами в виде  $R_{BX}$ ,  $R_{BY}$  и  $M_b$ . Определим сначала  $R_{AX}$ ,  $R_{AY}$  и  $P_{\partial}$ , мысленно считая, что отвал с направляющими ползунными механизмами с кронштейнами жестко связаны. В результате получим системы уравнений:

$$\begin{cases} R_{ay} - G_{om} - P_{\partial} \cos \beta = 0 & (3) \\ R_{ax} + P_{\partial} \sin \beta = 0 & (4) \\ G_{om} b - P_{\partial} H \sin \beta + P_{\partial} a \cos \beta = 0 & (5) \end{cases}$$

из (5) находим

$$P_{\partial} = \frac{G_{om}}{H \sin \beta - a \cos \beta}$$

и из (4) определяем

$$R_{AX} = - \left[ \frac{G_{om}}{H \sin \beta - a \cos \beta} \right] \cdot \sin \beta$$

из (3) определяем

$$R_{AY} = G_{om} - \left[ \frac{G_{om}}{H \sin \beta - a \cos \beta} \right] \cos \alpha = G_{om} \left[ 1 - \frac{b}{H \sin \beta - a \cos \beta} \right] \cos \beta$$

Когда сила  $P_{\partial}$ ,  $R_{AX}$  и  $R_{AY}$  известны, в зависимости от веса отвала  $G_{om}$ , находим остальные силы  $R_{BX}$ ,  $R_{BY}$  и  $M_b$ , как по схеме заземленная конструкция.

$$R_{BY} - G_{om} - P_{\partial} \cos \beta + R_{AY} = 0 \quad (6)$$

$$P_{\partial} \sin \beta - R_{AX} - R_{BX} = 0 \quad (7)$$

$$P_d \cdot \cos \beta \cdot a - P_d \cdot \sin \beta \cdot H + Gb - R_{BY} \cdot c - M_b = 0 \quad (8)$$

Из уравнения (6), (7), (8) определим  $M_b$ ,  $R_{BY}$  и  $R_{BX}$ . Из уравнения (6)

$$R_{BY} = G_{om} + P_d \cos \beta - R_{AY} \quad (9)$$

и из уравнения (7)

$$R_{BX} = P_d \sin \beta - R_{AX} \quad (10)$$

и из уравнения (8) определим  $M_b$

$$M_b = P_d (a \cos \beta - H \sin \beta) + G_{om} b - c(G_{om} + P_d \cos \beta - R_{AY}) \quad (11)$$

Наконец, составляя уравнения равновесия определили реакции  $R_{BX}$  от сил  $P_{дв}$ , действующий со стороны телескопических толкающихся брусьев и реакции  $R_{BY}$ , от веса  $G_{om}$  отвала и согласно расчетной схемы (рис.2), а так же с учетом зависимости (1), (2) и (3) получим:

$$R_{om.} = \sqrt{F_{mp.om}^2 + R_{BY}^2} = R_{BY} \sqrt{1 + tg^2 \varphi_{mp}} = \frac{R_{BY}}{\cos \varphi_{mp}} \\ R_{от} = \frac{R_{BY}}{\cos \varphi_{mp}} \quad (12)$$

$\varphi_{гр. ey}$  – угол трения между суммарной реакцией  $R_{BY}$  с направлением нормальной реакции из зависимости (3) от сил  $G_{om}$ .

$F_{mp.δe} = R_{BX} \varphi_{mp.}$  с учетом расчетной схемы

$$R_{δe.} = \sqrt{F_{mp.δe}^2 + R_{BX}^2} = R_{BX} \sqrt{1 + tg^2 \varphi_{mp}} = \frac{R_{BX}}{\cos \varphi_{mp}} \\ R_{δe.} = \frac{R_{BX}}{\cos \varphi_{mp}} \quad (13)$$

где  $\varphi_{гр. ex}$  – угол трения между суммарной реакцией  $R_{bx}$  с направлением нормальной реакции от силы  $P_{δe}$ .

Подставляя (12) и (13) в (1) реакций от сил  $P_{вд}$  получим:

$$F_{mp} = \sum_{i=1}^n F_{mpi} = \frac{R_{BY}}{\cos \varphi_{mp.ey}} + \frac{R_{BX}}{\cos \varphi_{mp.ex}} \\ F_{mp} = \frac{R_{BY}}{\cos \varphi_{mp.ey}} + \frac{R_{BX}}{\cos \varphi_{mp.ex}} \quad (14)$$

Одно из принципиальных отличий силы трения  $F_{тр}$  от других реакций связей, всегда равны задаваемым внешним силам, т.е. что ее значение не может быть больше значения, определяемого произведением  $f \cdot M$ . Еслидвигающая сила  $P_{дв}$  больше силы трения  $F_{тр}$ , то начинается движение тела. В противоположном случае ( $P < F_{тр}$ ) тело остается в покое.

### Список литературы

1. Патент КР №1411, Б.И. №12, от 30.11.2011 г.
2. Гоберман А.А. Основы теории, расчета и проектирования строительных и дорожных машин [Текст] / А.А.Гоберман. - М.: Машиностроение, 1988. – 464 с.
3. Баловнев В.И. Методы физического моделирования рабочих процессов дорожно-строительных машин [Текст] / В.И.Баловнев. - М.: Машиностроение, 1974. - 232с.