Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LX, вып. 1, 1970 г.

КИНЕМАТИКА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО ОРГАНА ГРЕБКОВО-РОТОРНОЙ ПОГРУЗОЧНОЙ МАШИНЫ

В. И. Морозов, И. П. Иванов

При взаимодействии захватных органов погрузочных машин со штабелем силы сопротивления последнего внедрению и отделению некоторого объема материала носят случайный, стохастический характер. Это затрудняет определение необходимых движущих усилий на исполнительном органе погрузочных машин. Существующие методы расчетов затрагивают вопросы взаимодействия со штабелем ковшового исполнительного органа нижнего захвата и парных нагребающих лап. Исполнительный орган непрерывного действия верхнего захвата исследован недостаточно. Вопросы, касающиеся принципиальных особенностей этого органа и его энергетических параметров, затрагиваются лишь в нескольких работах [1, 2, 3]. В некоторой степени это объясняется неопределенным характером движения указанного органа при взаимодействии со штабелем, что затрудняет рассмотрение его кинематики, а следовательно и определение усилий в звеньях, не говоря уже о динамике погрузки.

Рассмотрим несколько подробнее особенности работы исполнительного органа гребково-роторного типа (рис. 1). Гребок *1* закреплен шарниром *D* на вращающемся барабане *3*. Повороту гребка в сторону, противоположную направлению вращения барабана, препятствует упор *2* вращающегося барабана. В направлении вращения барабана гребок может поворачиваться свободно до встречи с препятствием (поверхностью штабеля).

Из вертикального положения гребок, имеющий окружную скорость $V_г$, начинает падать с ускорением под воздействием

силы тяжести. Траектория падающего гребка представляет собой кривую $B_в B_0$, описанную точкой B радиусом, равным длине гребка $D_0' B_в$, вокруг шарнира D_0' который в свою очередь вращается вокруг оси ротора A_0. В первом приближении,

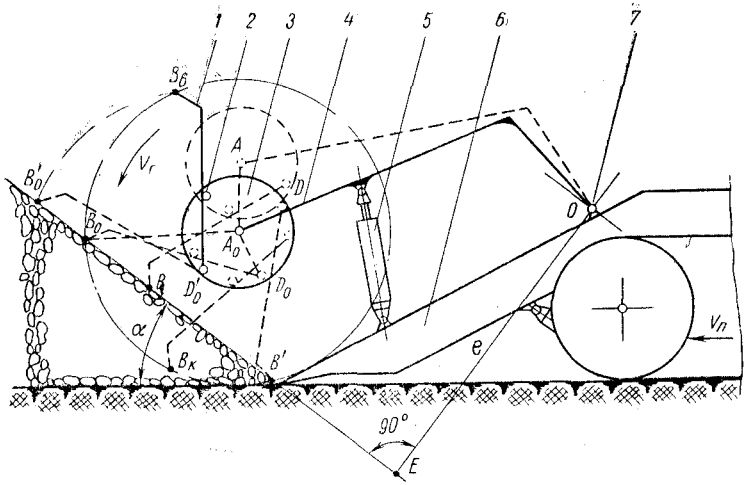


Рис. 1. Схема взаимодействия исполнительного органа со штабелем

при сравнительно малых угловых скоростях ротора, можно считать за время падения гребка точку D_0' неподвижной, а кривую $B_в B_0'$ дугой окружности. Далее зуб гребка при перемещении точки D_0' до D_0 движется от точки B_0' до B_0. Траектория зуба гребка на этом участке при внедрении зубьев в штабель может проходить и не по поверхности штабеля. В этот период основной действующей на гребок силой является его сила тяжести, которая не настолько велика, чтобы обеспечить значительное внедрение гребка в штабель.

К тому времени, когда гребок подойдет к точке B_0, упор вращающегося барабана подойдет к гребку и с этого момента последний представляет собой как бы одно целое с барабаном и работает как закрепленный на барабане гребок. Теперь гребок находится уже под воздействием не только собственной силы тяжести, но и силы тяжести всего ротора, рамы 4, привода, размещенного на ней (на рис. 1 не показан), т. е. всей массы роторной группы, шарнирно закрепленной в точке O.

Дальнейший поворот ротора под действием значительной силы тяжести роторной группы может проходить по траектории $B_0B_кB'$, т. е. по дуге окружности с радиусом $r=A_0B_к$, если сила тяжести роторной группы, приведенная к зубьям гребков, больше сил сопротивления штабеля внедрению гребков, отделению и перемещению гребками некоторого объема материала, попавшего в эту круговую траекторию.

При недостаточной силе тяжести роторной группы, меньшей, чем силы сопротивления штабеля, гребок может не внедряться в штабель и тогда зуб его будет скользить по поверхности штабеля. В этом случае ось ротора из положения A_0 поднимается вверх, вращаясь вокруг точки O по окружности с радиусом $R=A_0O$.

Максимальный подъем оси ротора для этого случая определяется точкой пересечения дуги A_0A с прямой, параллельной поверхности откоса штабеля, отстоящей от нее на расстоянии, равном радиусу ротора r. После этого ось ротора начнет опускаться и займет свое первоначальное положение, когда точка B придет в точку B'. Далее точка B будет двигаться по окружности. Сопротивления на зубьях гребков в этот период отсутствуют, в связи с чем последующий ее путь до момента соприкосновения со штабелем на следующем обороте ротора особого интереса не представляет и нет необходимости его рассматривать. В это время другой гребок, находящийся в контакте со штабелем, повторяет разобранные периоды движения.

Нижнее положение оси ротора фиксируется упором *5* (гидроцилиндром, как у машины ПМГР-1, или амортизатором, как у машины ЛГИ-1). На рис. 1 для упрощения схемы представлен ротор с одним рядом гребков. Указанные выше машины имеют четыре ряда гребков.

Возможность подъема оси ротора за счет поворота рамы вокруг шарнира O предохраняет гребки и детали привода от поломки. Жесткое фиксированное положение оси ротора относительно приемной плиты *6* и стойки *7* приводило бы к подъему приемной плиты при встрече гребков с непреодолимым препятствием, не исключалась бы возможность заклинивания больших кусков между приемной плитой и гребками ротора.

Действительная траектория движения зубьев гребка в зависимости от сопротивления штабеля и силы тяжести роторной группы, приведенной к зубьям гребка, может проходить как по окружности при максимально возможном внедрении гребков, так и по поверхности штабеля без внедрения гребков.

Обычно же она имеет неопределенные формы и располагается между этими крайними положениями.

Фактическая картина несколько осложняется тем, что ротор при работе подается на штабель со скоростью $V_п$. Но учитывая, что скорость подачи значительно меньше окружной скорости вращающихся гребков, при рассмотрении периода взаимодействия одиночного гребка со штабелем можно считать шарнир рамы O неподвижным.

При взаимодействии гребков со штабелем по описанным траекториям усилия, приведенные к зубу гребка, будут различными. Из внешних сил, являющихся силами полезных сопротивлений, на гребок действуют в разные периоды в том или ином сочетании силы: тяжести гребка; тяжести роторной группы, приведенной к зубу гребка; трения гребка по материалу штабеля; трения материала по материалу или по почве выработки.

Если при работе ротора ось его находится в начальном нижнем положении A_0, т. е. сила тяжести роторной группы воспринимается упором 5, то вполне очевидно, что силы сопротивления на гребке меньше силы тяжести роторной группы, приведенной к зубу гребка.

При значительных сопротивлениях штабеля внедрению гребков ось ротора A_0 будет перемещаться вверх, в этом случае на зубья гребков действует сила тяжести роторной группы, приведенная к зубьям гребков. Работа в этом случае затрачивается на преодоление статического момента от силы тяжести роторной группы и сопротивлений от сил трения при движении гребка по материалу штабеля.

Естественно, что последний случай, из-за подъема центра тяжести масс роторной группы, по величине действующих усилий на гребках, крутящему моменту на валу ротора, а также усилий во всех деталях исполнительного органа, включая и привод его, будет более тяжелым. Поэтому он требует более детального разбора.

Чтобы рассчитывать усилия в узлах и деталях исполнительного органа, нужно попытаться представить его как механизм, составные звенья которого имеют определенные закономерности движения и взаимосвязь.

Если заменить схему исполнительного органа, представленную на рис. 1, структурной схемой входящих в него звеньев, то согласно рис. 2, *а* получим открытую кинематическую цепь, состоящую из стойки и трех вращающихся звеньев с угловыми

скоростями ω_1, ω_2 и ω_3. Никакой определенности движения такая цепь не имеет.

Упростим эту схему, ограничив возможные движения звеньев, получим схему, представленную на рис. 2, *б*. Пунктиром обозначены крайние положения звеньев. Как видно из рис. 2, *б*, наложенные ограничения не внесли какой-либо существенной определенности в движения звеньев, входящих в кинематическую цепь.

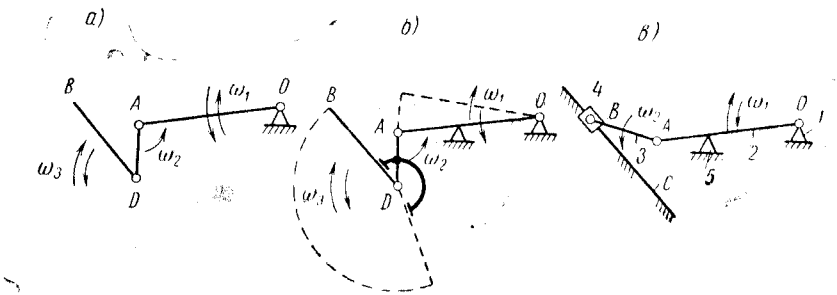


Рис. 2. Кинематические цепи исполнительного органа

При вращении ротора представляют интерес только периоды взаимодействия гребка со штабелем. Более того, из этих периодов наиболее важным является тот, во время которого на гребок действует сила тяжести всей роторной группы, так как только при этом на валу ротора наблюдаются значительные крутящие моменты. Этому периоду соответствует путь точки B от B_0 до B' (см. рис. 1). Начиная с точки B_0 звенья D_0B_0 и A_0D_0 представляют собой жесткую систему и их удобнее для упрощения заменить одним звеном B_0A_0.

Примем поверхность штабеля за направляющую, по которой скользит зуб гребка. Контакт носка зуба гребка со штабелем можно представить в виде ползуна, скользящего по прямолинейной направляющей. Тогда на основном участке движения ползуна вся кинематическая цепь будет представлена (рис. 2, *в*) в виде стойки *1*, балансира *2*, шатуна *3*, ползуна *4* и направляющей *C*, жестко связанной со стойкой *1*. Упор *5* является ограничителем хода звена *2* вниз.

Степень подвижности плоской системы определится формулой

$$w = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1,$$

где n — число подвижных звеньев; $n=3$; p_5 — число низших

кинематических пар V класса, $p_5=4$; p_4 — число пар IV класса, $p_4=0$.

Таким образом, при рассмотрении структуры исполнительного органа погрузочной машины по схеме рис. 2, *в* получена одна степень подвижности системы, а исполнительный орган в связи с этим может рассматриваться как механизм, положение всех точек которого будет определяться ведущим звеном *3*.

На основании анализа известных механизмов полученный может быть определен как дезаксиальный балансирно-ползунный плоский механизм. Особенность его состоит в том, что ведущим звеном, определяющим кинематические параметры остальных звеньев, является шатун AB — звено, не связанное со стойкой, угловая скорость которого относительно балансира OA задана и является постоянной.

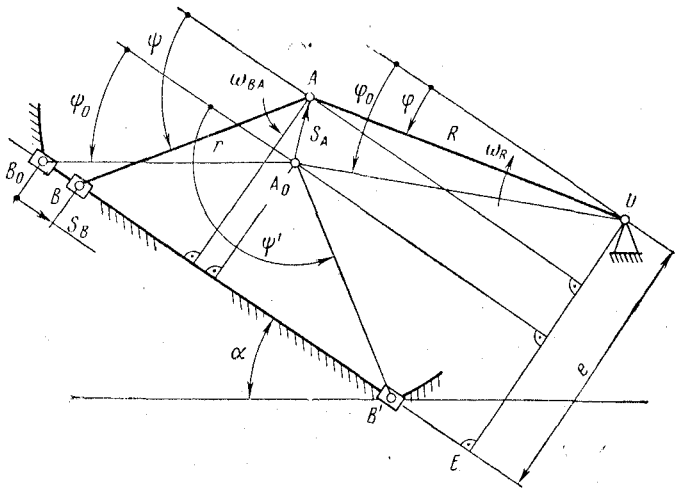


Рис. 3. Расчетная схема механизма

По геометрической схеме механизма и заданному углу α наклона штабеля (см. рис. 1) составляем расчетную схему механизма (рис. 3). Откос штабеля принимаем за направляющую B_0B'. Величина эксцентриситета e определится как кратчайшее расстояние от шарнира O до линии действия ползуна B.

При известной угловой скорости $\omega_{BA}=\text{const}$ шатуна $AB=r$ независимым переменным параметром является угол ψ поворота AB. Участку B_0B' прямолинейного перемещения точки B

ползуна соответствует $\psi = \psi_0 \div \psi'$ (рис. 3), где ψ_0 и ψ' — углы начального и конечного положений шатуна.

Угловое положение балансира $OA = R$ определяется углом φ, связь которого с углом ψ устанавливается постоянством эксцентриситета $e = OE$. По рис. 3

$$e = r \sin \psi + R \sin \varphi.$$

Откуда при $\frac{e}{R} = \varkappa$ и $\frac{r}{R} = \lambda$

$$\sin \varphi = \varkappa - \lambda \sin \psi. \tag{1}$$

При $\psi = \psi_0$ $\varphi = \varphi_0$; при $\psi = \psi'$ $\varphi = \varphi' = \varphi_0$.

Инвариант перемещения точки A по дуге с радиусом R

$$S_{A\,(\text{и})} = \frac{S_A}{R} = \varphi_0 - \varphi = \arcsin(\varkappa - \lambda \sin \psi_0) - \arcsin(\varkappa - \lambda \sin \psi). \tag{2}$$

Перемещение точки B ползуна по рис. 3

$$S_B = r \cos \psi_0 + R \cos \varphi_0 - r \cos \psi - R \cos \varphi.$$

Учтя, что $\cos^2 \varphi = 1 - \sin^2 \varphi = 1 - (\varkappa - \lambda \sin \psi)^2$ после несложных преобразований инвариант перемещения точки B

$$S_{B\,(\text{и})} = \frac{S_B}{r} = \cos \psi_0 + \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - (\varkappa - \lambda \sin \psi_0)^2} - \cos \psi - \frac{1}{\lambda} \sqrt{1 - (\varkappa - \lambda \sin \psi)^2}. \tag{3}$$

Приближенную формулу для определения скорости перемещения точки B, удобную для дифференцирования, можно получить, если представить последний радикал в виде биномиального ряда. Благодаря быстрой сходимости ряда, вполне достаточно ограничиться двумя его членами, т. е.

$$\sqrt{1 - (\varkappa - \lambda \sin \psi)^2} \approx 1 - \frac{1}{2}(\varkappa - \lambda \sin \psi)^2.$$

После преобразований инвариант приближенного перемещения точки B можно представить в следующем виде:

$$S'_{B\,(\text{и})} = \frac{S'_B}{r} \approx C_{SB} - \cos \psi - \varkappa \sin \psi + \frac{1}{2} \lambda \sin^2 \psi, \tag{4}$$

где постоянная при данных размерах механизма

$$C_{SB} = \cos\psi_0 + \frac{1}{\lambda}\sqrt{1-(\varkappa-\lambda\sin\psi_0)^2} - \frac{1}{\lambda}\left(1-\frac{1}{2}\varkappa^2\right).$$

Скорость точки B относительно точки A

$$V_{BA} = \omega_{BA} r. \tag{5}$$

Окружную скорость V_A точки A получим дифференцированием перемещения S_A по времени; с учетом формулы (2) и с переходом к переменному параметру ψ

$$V_A = \frac{dS_A}{dt} = R\omega_{BA}\frac{dS_{A\,(\text{И})}}{d\psi} = V_{BA}\frac{\cos\psi}{\sqrt{1-(\varkappa-\lambda\sin\psi)^2}}.$$

Откуда инвариант скорости точки A

$$V_{A\,(\text{И})} = \frac{V_A}{V_{BA}} = \frac{\cos\psi}{\sqrt{1-(\varkappa-\lambda\sin\psi)^2}}. \tag{6}$$

Если учесть, что $\omega_R = \frac{V_A}{R}$, $\omega_{BA} = \frac{V_{BA}}{r}$ и $\frac{r}{R} = \lambda$, то инвариант угловой скорости балансира

$$\omega_{R\,(\text{И})} = \frac{\omega_R}{\omega_{BA}} = \frac{\lambda\cos\psi}{\sqrt{1-(\varkappa-\lambda\sin\psi)^2}}. \tag{7}$$

Приближенно, с прежним представлением радикала,

$$V'_{A\,(\text{И})} = \frac{V'_A}{V_{BA}} \approx \frac{\cos\psi}{1-\frac{1}{2}(\varkappa-\lambda\sin\psi)^2}, \tag{8}$$

$$\omega'_{R\,(\text{И})} = \frac{\omega'_R}{\omega_{BA}} \approx \frac{\lambda\cos\psi}{1-\frac{1}{2}(\varkappa-\lambda\sin\psi)^2}. \tag{9}$$

Скорость V'_B ползуна получим дифференцированием перемещения S'_B по времени; с переходом к переменному параметру ψ

$$V'_{B\,(\text{И})} = \frac{V'_B}{V_{BA}} = \frac{r\omega_{BA}}{V_{BA}}\cdot\frac{dS'_{B\,(\text{И})}}{d\psi}.$$

С учетом формулы (4) после дифференцирования

$$V'_{B(\text{и})} = \frac{V'_B}{V_{BA}} \approx \sin\psi - \varkappa\cos\psi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\psi. \qquad (10)$$

Ускорение точки B при движении ее относительно точки A

$$a_{BA} = a^n_{BA} = \omega^2_{BA} r = \frac{V^2_{BA}}{r}. \qquad (11)$$

Ускорение точки B определится дифференцированием скорости по времени

$$a_B = \frac{dV_B}{dt} = \omega_{BA}\frac{dV_B}{d\psi} = a_{BA}\frac{dV_{B(\text{и})}}{d\psi}.$$

Приближенно инвариант ускорения точки B с учетом формулы (10) после дифференцирования

$$a'_{B(\text{и})} = \frac{a'_B}{a_{BA}} \approx \cos\psi + \varkappa\sin\psi + \lambda\cos 2\psi. \qquad (12)$$

Угловое ускорение балансира

$$\varepsilon_R = \frac{d\omega_R}{dt} = \omega_{BA}\frac{d\omega_{R(\text{и})}}{dt} = \omega^2_{BA}\frac{d\omega_{R(\text{и})}}{d\psi}.$$

С учетом формулы (9) после дифференцирования инвариант углового ускорения балансира

$$\varepsilon_{R(\text{и})} = \frac{\varepsilon_R}{\omega^2_{BA}} \approx -\frac{\lambda\left[\sin\psi - \frac{1}{2}\sin\psi\,(\varkappa-\lambda\sin\psi)^2 + \lambda\cos^2\psi\,(\varkappa-\lambda\sin\psi)\right]}{\left[1-\frac{1}{2}(\varkappa-\lambda\sin\psi)^2\right]^2} \qquad (13)$$

Касательное ускорение точки A

$$a^t_A = \varepsilon_R R = \varepsilon_{R(\text{и})}\omega^2_{BA} R = \varepsilon_{R(\text{и})}\omega^2_{BA} r\frac{1}{\lambda}.$$

Откуда инвариант касательного ускорения точки A

$$a^t_{A(\text{и})} = \frac{a^t_A}{a_{BA}} = \frac{1}{\lambda}\varepsilon_{R(\text{и})}. \qquad (14)$$

Нормальное ускорение точки A

$$a_A^n = \frac{V_A^2}{R} = V_A^2 \frac{\lambda}{r}.$$

С учетом формул (8) и (11) инвариант нормального ускорения точки A

$$a_{A\,(\text{и})}^n = \frac{a_A^n}{a_{BA}} = \frac{\lambda \cos^2 \psi}{\left[1 - \frac{1}{2}(\varkappa - \lambda \sin \psi)^2\right]^2}. \qquad (15)$$

Инвариант полного ускорения точки A

$$a_{A\,(\text{и})} = \frac{a_A}{a_{BA}} = \sqrt{\left[\frac{1}{\lambda} \varepsilon_{R\,(\text{и})}\right]^2 + |a_{A\,(\text{и})}^n|^2}. \qquad (16)$$

Аналогичными действиями можно получить и более точные формулы для скоростей и ускорений точек механизма, однако выражения при этом получают громоздкий вид и становятся мало пригодными для практического применения.

Таким образом, допустив некоторую схематизацию процесса погрузки на основной стадии взаимодействия гребка со штабелем, можно представить исполнительный орган как механизм, что позволяет рассмотреть его кинематические особенности и в дальнейшем произвести анализ динамики процесса взаимодействия гребков со штабелем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гурков К. С., Кальницкий Я. Б., Костылев А. А. и др. Погрузочные машины для сыпучих и кусковых материалов. Машгиз, 1962.

2. Берсенев В. С. О принципах работы исполнительных органов погрузочных машин. Зап. ЛГИ, т. XXXIII, вып. 1, 1956.

3. Морозов В. И. Определение мощности привода роторно-гребкового рабочего органа погрузочной машины. Зап. ЛГИ, т. LIX, вып. 1, 1967.