

Sayranbek M. Akhmetov,
ScD (Doctor of Technical Sciences), professor,
Kazakhstan office of the International school of sciences of P. G. Kuznetsov;

Nurken M. Akhmetov,
ScD (Doctor of Technical Sciences), associate professor,
Atyrau university of oil and gas;

Bauyrzhan A. Bilashev,
ScD, associated professor,
West Kazakhstan innovative and technological university;

Kayrbek A. Ikhsanov,
ScD,
West Kazakhstan innovative and technological university;

Dana Zh. Mukhambetalina,
ScD, associate professor,
Euroasian national university of LN. Gumilev

Researching Parameters of Regulation of Working Process in Tape Batchers with Centrifugal Sensors of Uatt

Key words: *dispensing, regulation, gate, centrifugal regulator of Uatt, working process, parameters.*

Annotation: *in article the calculation procedure for justification of parameters of working process of dispensing of the tape batcher supplied with the centrifugal regulator of Uatt is offered. Development of a calculation procedure is based on methods of design of the centrifugal regulators used in the theory of mechanisms and cars.*

Ленточные дозаторы применяются для регулируемой подачи материала в химической, фармацевтической, пищевой промышленности, а также в многих других технологических линиях (3). При этом целью дозирования является равномерная подача компонента конечной продукции в определенном процентном соотношении согласно технологии производства, т.е. качество продукции определяется точностью дозирования.

В статье рассмотрим процесс дозирования вязкого сыпучего материала ленточным дозатором, снабженным центробежным регулятором Уатта (рис. 1) (1).

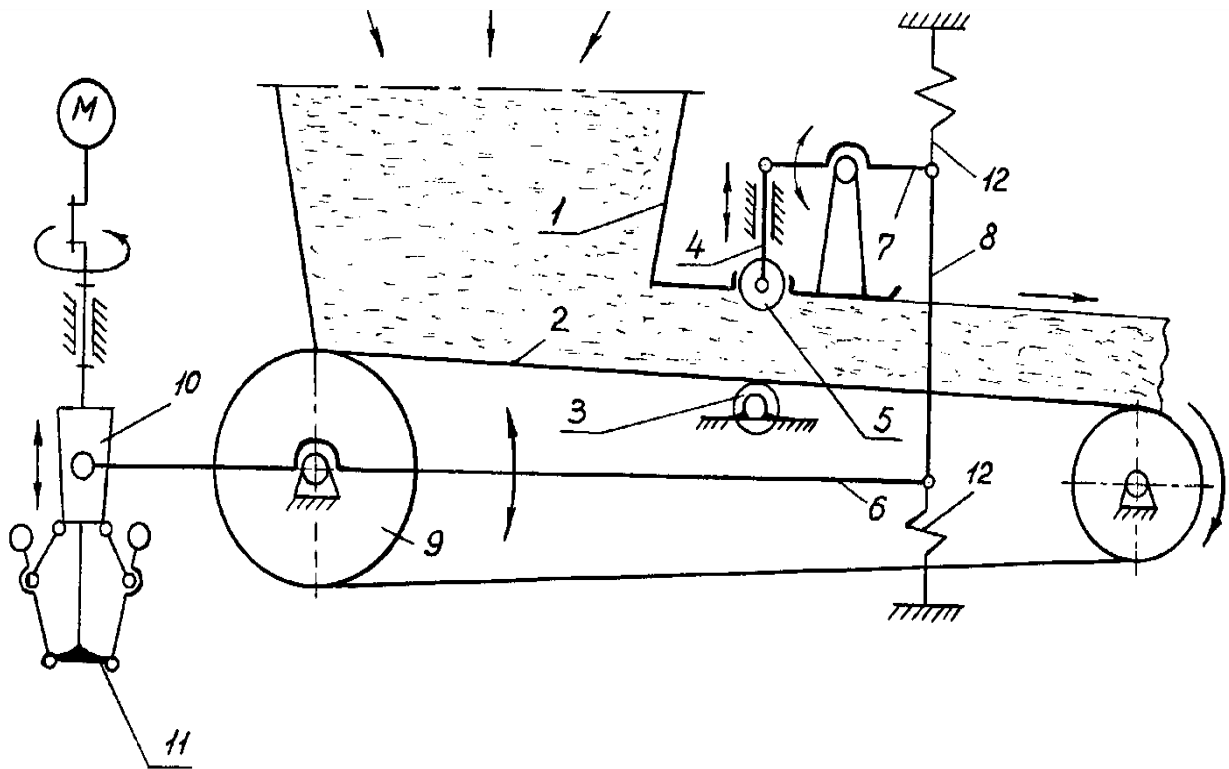


Рис. 1. Ленточный дозатор с центробежным регулятором Уатта

Дозатор состоит из грузоприемного устройства 1, транспортной ленты 2 и опорного валика 3. К валику 3 оппозитно, над лентой установлена автоматическая заслонка 4 с роликом 5. Последние кинематически связаны с двухплечим коромыслом 6 при помощи установленных над несущей частью ленты горизонтального двухплечего рычага 7 и вертикальной тяги 8. Причем, двухплечее коромысло 6 посажено на оси натяжного барабана 9 и несет на себе шарнирно соединенную муфту 10 центробежного датчика (регулятора) Уатта 11. Равновесие регулятора, в зависимости от требуемой подачи материала устанавливается двумя фиксирующими пружинами 12. Вертикальная тяга 8 фиксируется при помощи смонтированных в них винтовых механизмов.

Таким образом, в предложенном дозаторе, благодаря использованию механического чувствительного элемента в виде центробежного регулятора Уатта, а также шарнирных рычажных исполнительных механизмов с упругими связями повышается качество и эксплуатационная надежность работы устройства при минимальных затратах материальных средств.

На рис. 2 представлена расчетная схема для исследования процесса взаимодействия подаваемого материала с роликом заслонки.

В качестве исходного выражения используем формулу, предложенную в одной из ранее известной работы (5), которая представляет собой статическую характеристику ленточного дозатора, показывающую зависимость расхода материала от ряда параметров:

$$g = k \cdot b \cdot \left(h_k - \frac{d_{\text{экв}}}{2,3} \right) \cdot g_{\text{л}}, \quad (1)$$

где: k - коэффициент пропорциональности; b - ширина ленты, м; h_k - степень открытия заслонки; $d_{\text{экв}}$ - эквивалентный диаметр частицы материала, м; $g_{\text{л}}$ - скорость движения ленты, м/с.

Выражение (1) имеет недостаток, так как оно учитывает процесс дозирования хорошо сыпучих сухих материалов, таких как зерно, мелкие гравий и т.д. В нашем случае, когда речь идет о вязких сыпучих материалах, имеющих достаточно высокое внутреннее сопротивление частиц и влажность, необходимо пересмотреть методику расчета. Дозируемый материал при прохождении зоны регулирования между опирающейся на опорном валике лентой и роликом заслонки (см. рис. 2) в силу упругих свойств деформируется. Следовательно, необходимо учитывать влияние этого фактора на статическую характеристику дозатора.

Задачу представляем, как исследование процесса вдавливания жесткого цилиндра по образующей на дозируемый упругий материал (6).

При перемещении лентой материал, проходя зону регулирования, вдавливается на величину Δh_k . Поскольку ширина, формируемая в процессе вдавливания площадки контакта значительно меньше ее длины, то ее величину можно определить по формуле:

$$a = 2 \sqrt{\frac{P_b R_{\text{ц}} (1 - \mu)^2}{\pi E}}, \quad (2)$$

где: P_b - нагрузка на единицу длины образующего цилиндра, Н/м; $R_{\text{ц}}$ - радиус цилиндра, м; μ - коэффициент Пуассона; E - значение модуля Юнга для дозируемого материала, Н/м².

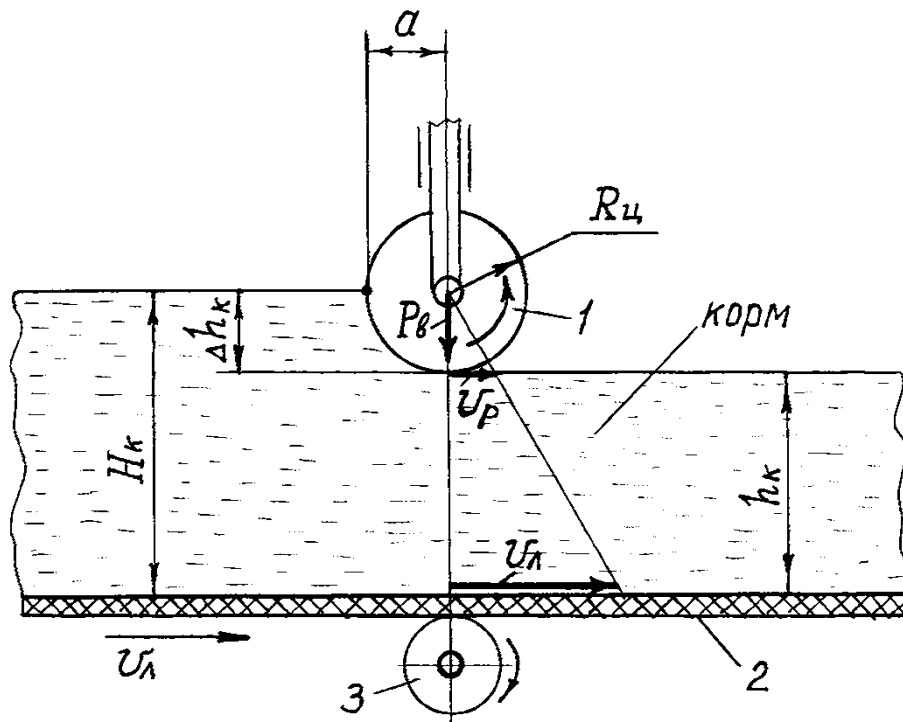


Рис. 2. К исследованию процесса контактного взаимодействия ролика заслонки с дозируемым материалом

Фактическая высота слоя дозируемого материала на ленте

$$h_k = H_k - \Delta h_k,$$

и тогда с учетом (2) получим

$$h_k = H_k - R_{ц} + \sqrt{R_{ц}^2 - 4 \frac{P_{в} R_{ц} (1 - \mu^2)}{\pi E}}, \quad (3)$$

где: H_k - высота слоя материала до вдавливания при средней плотности, м; Δh_k - деформация материала, м.

С другой стороны, в зоне контакта материала с роликом и лентой скорости соответствующих им контактирующих точек разные. Ролик вращается за счет силы сцепления с дозируемым материалом. Поэтому относительно материала и ленты ролик является ведомым. В связи с этим, происходит как бы запаздывание верхнего слоя дозируемого материала, контактирующего непосредственно с лентой, по сравнению с его нижним слоем. Это явление можно охарактеризовать коэффициентом неравномерности распределения внутреннего сопротивления

$$K_H = \frac{\mathcal{G}_л - \mathcal{G}_р}{\mathcal{G}_л}, \quad (4)$$

где: $\mathcal{G}_л$ и $\mathcal{G}_р$ - скорости ленты и ролика заслонки соответственно.

Учитывая (1)...(4) запишем теоретическую зависимость для определения статической характеристики исследуемого дозатора

$$q = \gamma_c k_H b \left(H_k - R_u + \sqrt{R_u^2 - 4 \frac{P_B R_u (1 - \mu^2)}{\pi E}} \right) \cdot \mathcal{G}_L, \quad (5)$$

где: q - секундная подача корма, кг/с; γ_c - объемная масса подаваемого корма, кг/м³.

Из (5) видно, что в качестве управляющих воздействии при регулировании подачи материала можно использовать изменение степени открытия заслонки или скорость движения ленты. В нашем случае (см. рис. 1 и 2) целесообразно будет, если регулятор будет реагировать в основном на отклонение деформации Δh_k .

Рассмотрим равновесие между шарнирным рычажным механизмом с упругими элементами (пружины) и центробежным механизмом регулятора Уатта (рис. 3а, фрагмент I).

Равновесие коромысла относительно точки O_1 можно записать в виде

$$\sum M_{O_1} = 0, \quad (6)$$

где: M_{O_1} - моменты сил относительно точки системы O_1 .

Уравнение (6) относительно левого и правого плеч коромысла можно записать в виде

$$\sum M_{O_1} = \sum M'_{O_1} \quad (7)$$

Сумма моментов сил относительно правого плеча

$$\sum M'_O = \left(-F'_y - F''_y - P_B b \frac{l_1}{l_2} - \frac{G''_k}{2} \right) l_p, \quad (8)$$

где: F'_y и F''_y - силы упругости пружин; G''_k - сила тяжести правого плеча коромысла.

Причем, результирующая сила упругости будет определяться

$$F_y = F'_y + F''_y = c_{np} \frac{l_p}{(L_p - l_p)} l_{AB} (1 - \cos \alpha). \quad (9)$$

где: c_{np} - приведенная жесткость, определяемая из $c_{np} = \frac{c' \cdot c''}{c' + c''}$; Н/м; L_p и l_p - плечи коромысла, м; l_{AB} и α - конструктивные размеры рычажного механизма центробежного регулятора Уатта, м и град.

Сумма моментов сил относительно левого плеча коромысла

$$\sum M_{O_1} = \left[G_M + \frac{G_k}{2} + \left(2G_r \sin \alpha + 2\Phi_u \cos \alpha \right) \frac{l_{AC}}{l_{AB}} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \beta \sin(\alpha + \psi)} \right] \times (L_p - l_p), \quad (10)$$

где: G_M , G'_k и G_r - соответственно силы тяжести муфты, центробежного механизма, левого плеча коромысла и центробежных грузов; $\Phi_{ц}$ - центробежная сила инерции грузов; l_{AC} , β , ψ - конструктивные параметры рычажного механизма центробежного механизма.

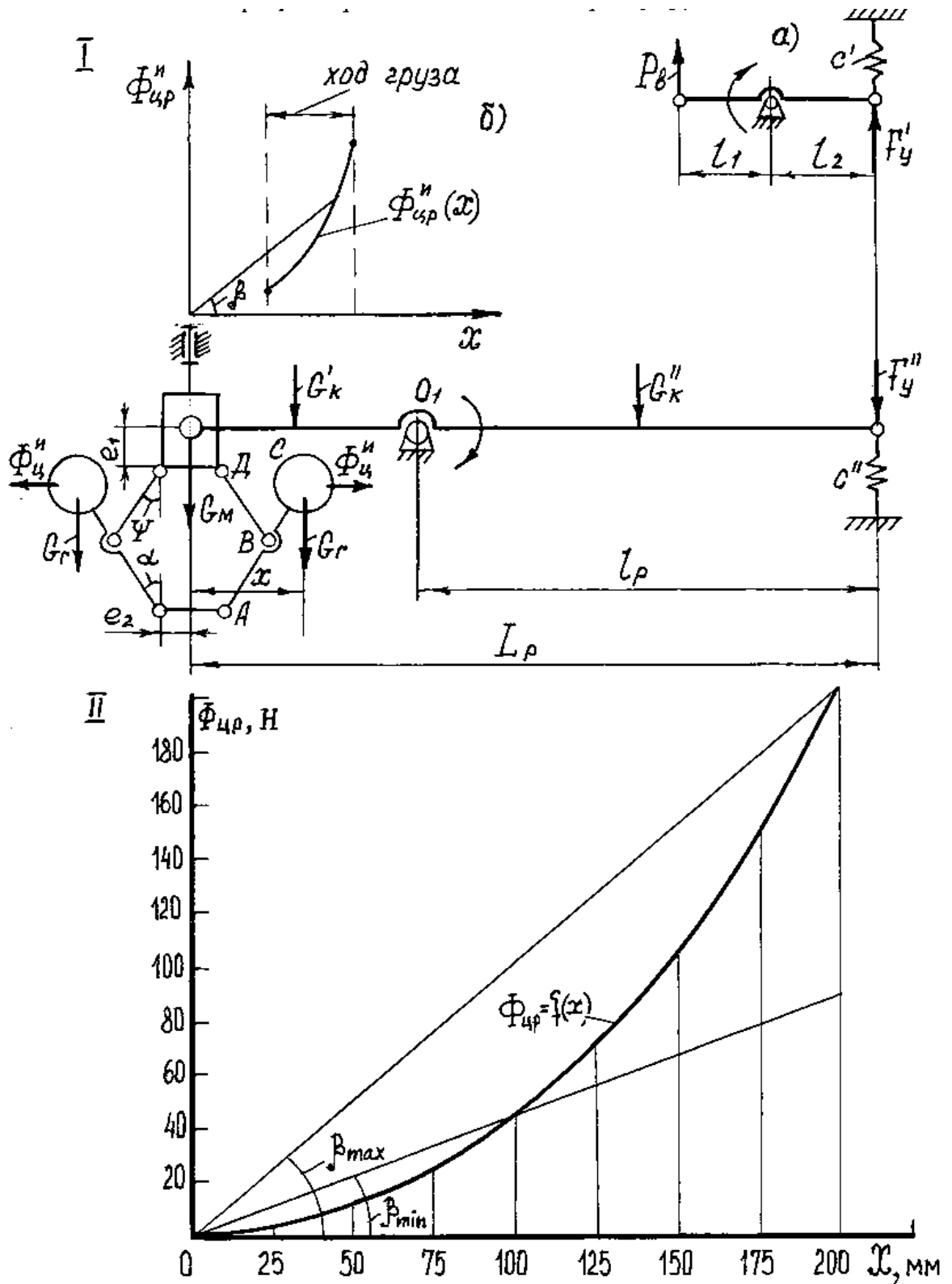


Рис. 3. Равновесие между центробежным регулятором Уатта и рычажным коромысловым механизмом привода заслонки в ленточном дозаторе:

I – Центробежный регулятор Уатта: а) расчетная схема; б) изображение типовой характеристики. II – Расчетная регуляторная характеристика, полученная исследованием

Чтобы удовлетворялось условие (6) должно быть выполнено равенство

$$\sum M_{O_1} + \sum M''_{O_1} = 0. \quad (11)$$

Подставив (8) и (10) в (11), после необходимого преобразования получим формулу для определения равновесную силу инерции центробежного механизма Уатта подобно методике, приведенной в работе (2):

$$\Phi_{up} = \left(\Gamma \frac{I_p}{(L_p - I_p)} - G_M \right) \frac{1}{2D \cos \alpha} - G_r \operatorname{tg} \alpha, \quad (12)$$

где: Γ - главная результирующая сила сопротивления (возмущения), определяемая из (8) без учета плеча l_p ; D - обозначение, значение которого определяется из:

$$D = \frac{I_{AC}}{I_{AB}} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \psi \sin(\alpha + \psi)}. \quad (13)$$

Так как $\psi = F(\alpha)$ и $\Phi_{up} = f(\alpha)$, а также используя равенство $x = e_2 + l_{AC} \sin \alpha$ можно построить характеристику центробежного механизма датчика в виде графика функции $\Phi_{up} = f(x)$ (см. рис. 3б, фрагмент I)⁵.

Для демонстрации теоретической зависимости функции $\Phi_{up} = f(x)$ для нашего случая при некоторых значениях параметров построим расчетную характеристику регулятора (см. рис. 3, фрагмент II). При этом были приняты: $\alpha = \psi$, $l_{ac} = 270 \text{ мм}$, $l_{AB} = 150 \text{ мм}$, $G_e = 5 \text{ Н}$, $G_{\kappa}'' = 30 \text{ Н}$, $G_{\kappa}' = 15 \text{ Н}$, $P_e = 15 \text{ Н}$, $c_{np} = 2 \text{ Н/мм}$, $L_p = 1,5 \text{ м}$, $l_p = 1,0 \text{ м}$.

Согласно отработанной методике из построенной характеристики можно определить коэффициент неравномерности центробежного механизма датчика (7):

$$\delta = \frac{\operatorname{tg} \beta'_{\max} - \operatorname{tg} \beta'_{\min}}{2 \operatorname{tg} \beta'_{cp}}, \quad (14)$$

где: β'_{\max} , β'_{\min} - углы оценки характеристики (рис. 3, фрагмент II).

Средний угол оценки определяется из

$$\beta'_{cp} = \frac{\beta'_{\max} + \beta'_{\min}}{2}. \quad (15)$$

Как видно из характеристики, с возрастанием абсциссы x угол β' увеличивается, который показывает устойчивость работы центробежного механизма регулятора Уатта при применении его в качестве датчика для управления работой ленточного дозатора. При

помощи характеристики, можно определить основные качественные показатели датчика и его конструктивные размеры.

Энергетический параметр мощность, которая необходима для обеспечения работы в ленточном дозаторе, определяется как сумма мощностей отдельных конструктивных элементов

$$N_{\text{дд}} = N_{\text{л}} + N_{\text{доз}} + N_{\text{ц}} + N_{\text{тр}}, \text{ кВт}, \quad (16)$$

где: $N_{\text{л}}$ - мощность, затрачиваемая на передвижение механизма ленточного транспортера; $N_{\text{доз}}$ - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления при дозировании; $N_{\text{ц}}$ - мощность, затрачиваемая на работу центробежного механизма датчика; $N_{\text{тр}}$ - потери мощности на трение.

Мощность $N_{\text{л}}$ определяется по известной методике (4), из формулы:

$$N_{\text{л}} = k_{\text{и}} \cdot F_{\text{с}} \cdot \mathcal{G}_{\text{л}}, \quad (17)$$

где: $k_{\text{и}}$ - коэффициент увеличения мощности для преодоления сопротивления от инерции масс при пуске ленточного механизма; $F_{\text{с}}$ - усилие, необходимое для преодоления сопротивления транспорта, Н; $\mathcal{G}_{\text{л}}$ - скорость ленты, м/с.

Мощность $N_{\text{доз}}$ определяется силой давления между цилиндрической поверхностью ролика и материала $P_{\text{в}}$, определяемой из выражения (5) и скоростью ленты $\mathcal{G}_{\text{л}}$:

$$N_{\text{доз}} = P_{\text{в}} \cdot b \cdot \mathcal{G}_{\text{л}} = \frac{\pi b \mathcal{G}_{\text{л}} E}{4 R_{\text{ц}} (1 - \mu^2)} \left(H_{\text{к}}^2 - \frac{q}{(b \gamma_{\text{с}} k_{\text{и}} \mathcal{G}_{\text{л}})^2} \right). \quad (18)$$

Мощность $N_{\text{ц}}$ определяется исходя из величины центробежной силы инерции датчика соответствующей максимальному ходу его грузов x_{max} :

$$N_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{г}}}{g} \omega_{\text{ц}}^3 x_{\text{max}}^2, \quad (19)$$

где: $\omega_{\text{ц}}$ - угловая скорость двигателя центробежного механизма, соответствующая к максимальному ходу груза x_{max} , с^{-1} ; x_{max} - максимальный ход груза центробежного регулятора.

Тогда, окончательное выражение для определения мощности, потребной для работы дозатора будет иметь вид

$$N_{\text{дд}} = (k_{\text{и}} F_{\text{с}} + P_{\text{в}} b) \mathcal{G}_{\text{л}} + \frac{G_{\text{г}}}{g} \omega_{\text{ц}}^3 x_{\text{max}}^2 + N_{\text{тр}}. \quad (20)$$

Анализ уравнения (20) показывает, что потребная мощность ленточного дозатора зависит в основном от параметров $F_{\text{с}}$, $P_{\text{в}}$, $\omega_{\text{ц}}$ и x_{max} , так как остальные мало меняются в течении рабочего процесса дозирования. Более того, в выражение (20) на основании проведенных теоретических исследований были включены новые элементы, характеризующиеся формулами (18) и (19).

Выводы.

На основе созданной расчетной схемы обоснована новая методика определения статической характеристики ленточного дозатора, построена регуляторная характеристика центробежного механизма Уатта, показывающая устойчивость его работы для регулируемой подачи материалов. Это позволило определить рациональные соотношения конструктивных параметров центробежного регулятора и рычажных механизмов с упругими элементами в рассматриваемой конструкции. Полученные аналитические выражения для определения энергетических параметров ленточного дозатора с центробежным датчиком Уатта могут быть использованы в качестве научно-методического материала в проектировочных расчетах подобных механизмов и машин.

References:

1. Akhmetov SM, Zaydemova ZhK. *The batcher with tape food. Description of the invention: Innovative patent of the Republic of Kazakhstan No. 4774, class G 01 G 13/00, 1997.*
2. Artobolevsky II. *Theory of mechanisms and cars: The textbook for the highest technical educational institutions. Moscow, 1975; 638.*
3. Vidineev YuD. *Automatic continuous dispensing of bulks: The edition second processed. Moscow, 1974; 189.*
4. Krasnikov VV. *Hoisting-and-transport cars in agriculture. Moscow, 1973; 464.*
5. Litvinov AS, Popov AN. *Automobile: Theory of operational properties. Moscow, 1989; 240.*
6. Spivak AI, Popov AN. *Destruction of rocks when drilling wells. Moscow, 1986; 208.*
7. Yudin VA, Petrokas LV. *Theory of mechanisms and cars: The textbook for the highest technical educational institutions. Moscow, 1977; 527.*