



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ
ПО ИЗОБРЕТЕНИЯМ И ОТКРЫТИЯМ
ПРИ ГНТ СССР

ОПИСАНИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

К АВТОРСКОМУ СВИДЕТЕЛЬСТВУ

(21) 4608946/31-13

(22) 24.11.88

(46) 07.10.90. Бюл. № 37

(71) Донецкий политехнический институт

(72) В.Н. Беловодский, С.Л. Букин,
Н.В. Сухин и З.Е. Филер

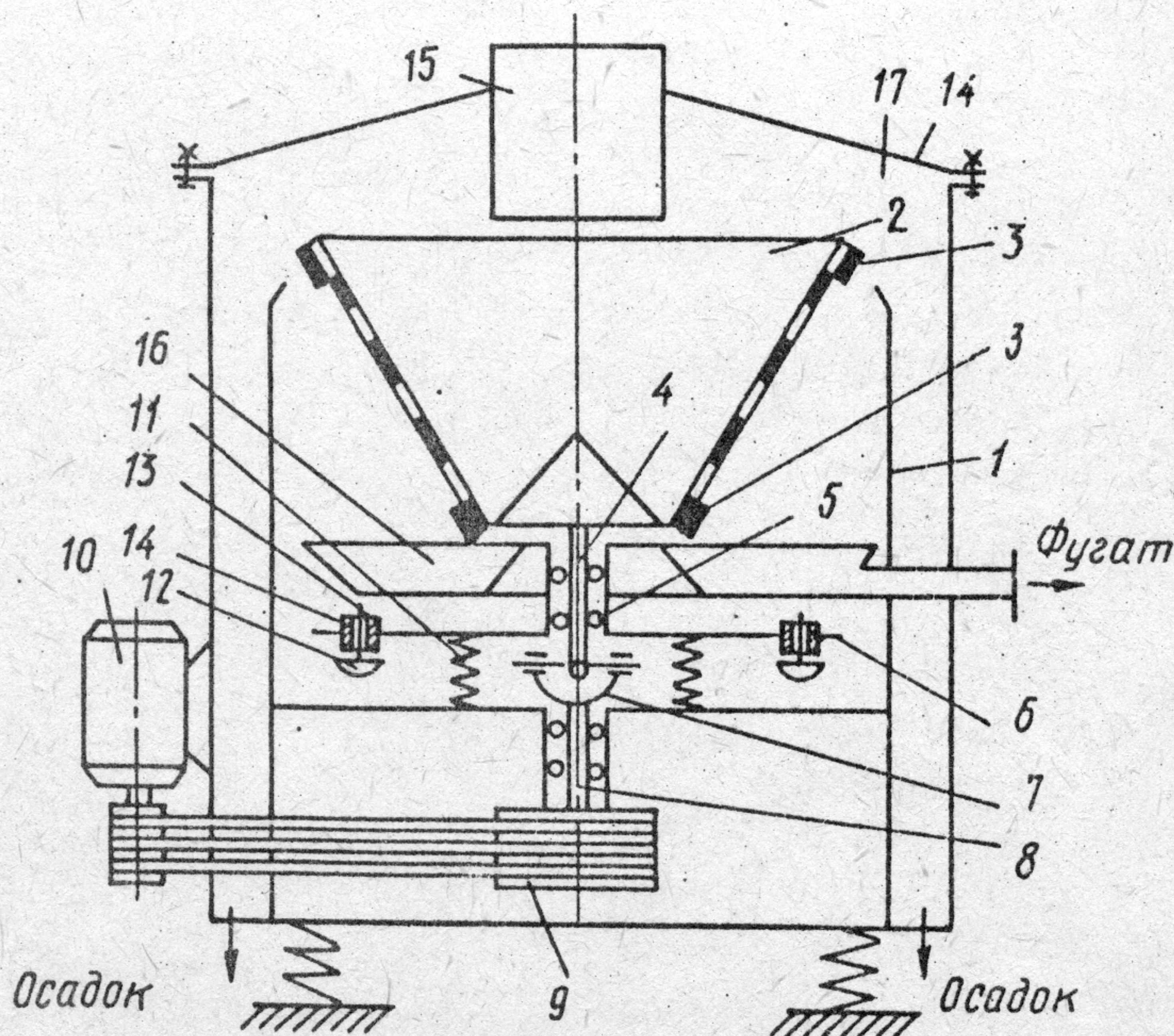
(53) 621.928.3(088.8)

(56) Авторское свидетельство СССР
№ 571307, кл. В 04 В 3/06, 1975.

(54) ФИЛЬТРУЮЩАЯ ЦЕНТРИФУГА

(57) Изобретение относится к машиностроению, а именно к центрифугированию, и может быть использовано в химической, угольной и других отраслях

промышленности. Целью изобретения является упрощение конструкции, снижение энергоемкости и повышение производительности. Фильтрующая центрифуга содержит виброизолированный корпус 1, ротор 2, вал 4, соединенную с корпусом 1 посредством упругих элементов 11 стойку 6 и привод. На стойке 6 с помощью винтов 13 и гаек 14 закреплены буферные элементы 12. Главные центральные моменты инерции ротора 2 удовлетворяют соотношению $(I_z - I_x) : (I_z + I_x) = 0,1 \sqrt{1 + 0,512 \cdot 10^{-3} [S : (I_z + I_x)]}$, где I_z, I_x — моменты инерции ротора; S — угловая жесткость упругих элементов. 2 ил.



Фиг. 1

Изобретение относится к машиностроению, а именно к центрифугостроению, и может быть использовано в химической, угольной и других отраслях промышленности.

Целью изобретения является упрощение конструкции, снижение энергоемкости и повышение производительности центрифуги.

На фиг. 1 изображена схема фильтрующей центрифуги, продольный разрез; на фиг. 2 - расположение главных центральных осей инерции ротора.

Фильтрующая центрифуга содержит виброизолированный корпус 1, в котором расположен ротор 2. Главные центральные моменты инерции ротора 2 относительно горизонтальных осей OX и OZ удовлетворяют соотношению

$$\frac{I_z - I_x}{I_z + I_x} = 0,1 \sqrt{1 + 0,512 \cdot 10^{-3} \frac{S}{I_x + I_z}}, \quad (1)$$

где I_z, I_x - моменты инерции ротора; S - угловая жесткость упругих элементов.

Точка O является центром масс ротора 2, оси OX и OZ перпендикулярны между собой и расположены в плоскостях α и β , являющихся плоскостями симметрии ротора 2. Выполнение условия (1) может быть обеспечено различным образом, например установкой на ротор симметрично расположенных грузов 3. В этом случае их масса может быть определена по формуле

$$m = (I_z - I_x) / (R^2 + r^2),$$

где R, r - радиусы нижнего и верхнего оснований ротора 2.

Ротор 2 жестко укреплен на валу 4, который установлен в подшипниках 5 внутри стойки 6 и с помощью упругой муфты 7 соединен с приводным валом 8. На последнем установлен шкив 9, соединенный с двигателем 10. Стойка 6 соединена с корпусом 1 с помощью упругих элементов 11. На стойке 6 размещены регулируемые буферные элементы 12, прикрепленные с помощью винтов 13 и гаек 14. Упругие элементы 11 и буферные элементы 12 могут быть расположены различным, например симметричным, образом. Центрифуга снабжена загрузочным патрубком 15, сборником 16 фугата и сборником 17 осадка.

Механизм формирования колебательных движений ротора в предлагаемой

центрифуге основан на явлении параметрического резонанса, сущность которого состоит в следующем. Существует достаточно широкий класс механических систем, параметры которых являются периодическими функциями времени. В таких системах при определенных соотношениях между скоростью изменения параметра и одной из собственных частот системы положение покоя на соответствующей координате становится неустойчивым, в результате чего происходит возбуждение колебаний, называемых параметрическими. Особенность этих колебаний состоит в том, что вызываются они не каким-либо внешним воздействием, а периодическим изменением одного из параметров системы: массы, момента инерции или жесткости упругих связей, причем величина амплитуды стационарных параметрических колебаний определяется параметрами нелинейной части упругой характеристики. В случае кусочно-линейных упругих связей такими параметрами являются величина жесткости буферных элементов и зазор их установки.

В механических системах с периодическими коэффициентами возможно возбуждение различных параметрических резонансов. С практической точки зрения наибольший интерес представляют главные параметрические резонансы, которым соответствуют более широкие резонансные зоны. Для механической системы, описываемой уравнением

$$\frac{d^2 q}{dt^2} + 2\varepsilon \frac{dq}{dt} + \omega_0^2 (1 + 2\mu \cos 2\omega t) q = 0, \quad (2)$$

границы зоны возбуждения главного параметрического резонанса определяются неравенствами

$$\omega_0 \sqrt{1 - \sqrt{\mu^2 - \left(\frac{2\varepsilon}{\omega_0}\right)^2}} \leq \omega \leq \omega_0 \sqrt{1 + \sqrt{\mu^2 - \left(\frac{2\varepsilon}{\omega_0}\right)^2}}, \quad (3)$$

где q - обобщенная координата системы;

ε - коэффициент трения;

μ - коэффициент возбуждения;

2ω - частота параметрического возбуждения;

ω_0 - собственная частота системы.

В предлагаемой фильтрующей центрифуге переменным параметром, обеспечивающим возбуждение параметрических колебаний, является момент инерции ротора 2. Так, вследствие выполнения условия (1) величина $I_z \neq I_x$, в резуль-

тате чего при повороте ротора 2 вокруг вертикальной оси изменяется момент инерции ротора 2 относительно неподвижной горизонтальной оси, проходящей через центр масс, причем за один оборот ротора 2 такое изменение происходит дважды. Пульсация момента инерции приводит к неустойчивости вращений ротора 2 и возбуждению его угловых колебаний. Рассмотрим уравнения, описывающие угловые перемещения ротора 2.

$$\begin{cases} \ddot{\psi} = 0, \\ (1 + 2\mu \cos 2\omega t)\ddot{\theta} - \{2\mu\omega \sin 2\omega t - \nu \frac{S}{I_{cp}}\}\dot{\theta} + \omega_0^2 \theta = 0, \end{cases} \quad (4)$$

где ψ , θ — углы прецессии и мутации соответственно;

$$I_{cp} = (I_z + I_x)/2;$$

$$\mu = \frac{1}{4} (I_z - I_x)/I_{cp};$$

ω — угловая скорость вращения ротора 2;

S — угловая жесткость системы упругих элементов 11;

$$\omega_0^2 = S/I_{cp};$$

ν — коэффициент поглощения энергии, равный $8 \cdot 10^{-4}$ с.

Учитывая, что в схеме центрифуги отсутствуют силы, поддерживающие прецессию ротора 2, можно сделать вывод, что во все время движения величина угла ψ остается постоянной, т.е. $\psi = \text{const}$. Тогда, разделив второе из уравнений (4) на $(1 + 2\mu \cos 2\omega t)$, разложив в ряд Фурье и ограничившись рассмотрением основной гармоники в параметрическом возбуждении, получим

$$\ddot{\theta} + 2\varepsilon\dot{\theta} + \omega_0^2 (1 + 2\mu \cos 2\omega t)\theta = 0, \quad (5)$$

где $2\varepsilon = \nu S/I_{cp}$.

Вид уравнения (5), описывающего движение ротора 2, совпадает с уравнением (2).

В машинах резонансного действия, какой является и предлагаемая фильтрующая центрифуга, необходимо предусматривать запас устойчивости рабочих режимов к изменению параметров: массы нагрузки, жесткости упругих элементов и т.д. Эта задача может быть сведена к вопросу об устойчивости к изменению частоты возбуждения. Опыт эксплуатации промышленных центрифуг показывает, что указанные параметры изменяются

Из теории колебаний известно, что для определения условий возбуждения параметрических колебаний достаточно ограничиться анализом линейных частей уравнений, описывающих движение. При достаточно общих допущениях, обычно принимаемых при динамических расчетах вибрационных машин, в первом приближении перемещения ротора 2 в углах Эйлера описываются уравнениями

обычно в пределах 3-5%. В этом случае для сохранения режима параметрического резонанса ширина зоны неустойчивости должна быть не менее 5% рабочей скорости вращения ротора 2. Тогда, выбирая в качестве рабочей частоты значение ω , соответствующее середине зоны неустойчивости, т.е. полагая $\omega = \omega_0$ и $\omega_0^2 = \omega^2 = \frac{2S}{I_x + I_z}$, с использованием выражений (3), после преобразований получаем соотношение (1).

Действительно, из уравнения (2) следует, что ширина зоны параметрического резонанса $\Delta\omega$, отнесенная к собственной частоте ω_0 , равна

$$\frac{\Delta\omega}{\omega} = \sqrt{1 + \mu^2 - \left(\frac{2\varepsilon}{\omega}\right)^2} - \sqrt{1 - \mu^2 - \left(\frac{2\varepsilon}{\omega}\right)^2}.$$

Решая это соотношение относительно μ , получим

$$\mu = \sqrt{1 - \left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{\Delta\omega}{\omega}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2\varepsilon}{\omega}\right)^2}.$$

После этого, учитывая, что $\mu = (I_z - I_x)/(2(I_z + I_x))$, $\omega_0^2 = \omega^2 = 2S/(I_z + I_x)$, для определения моментов инерции ротора 2 получаем систему двух уравнений

$$\begin{cases} I_z - I_x = \frac{4S}{\omega^2} \sqrt{1 - \left[1 - \frac{1}{2}\left(\frac{\Delta\omega}{\omega}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{2\varepsilon}{\omega}\right)^2}, \\ I_z + I_x = \frac{2S}{\omega^2}, \end{cases}$$

откуда после подстановки значений $\Delta\omega/\omega = 0,05$, $2\varepsilon = \nu S/I_{cp}$, $\nu = 8 \cdot 10^{-4}$ получаем выражения

$$I_z = \frac{S}{\omega^2} \left\{ 1 + 0,1 \sqrt{1 + (0,016\omega)^2} \right\}, \quad (6)$$

$$I_x = \frac{S}{\omega^2} \left\{ 1 - 0,1 \sqrt{1 + (0,016\omega)^2} \right\}, \quad (7)$$

$$\frac{I_z - I_x}{I_z + I_x} = 0,1 \sqrt{1 + 0,512 \cdot 10^{-3} \frac{S}{I_z + I_x}},$$

совпадающие с условием (1).

Фильтрующая центрифуга работает следующим образом.

Пусть угловая жесткость системы упругих элементов $S = 0,43 \cdot 10^6$ нм, рабочая скорость вращения ротора $\omega = 37$ с⁻¹. Тогда из соотношений (6) и (7) определяем значения главных центральных моментов инерции ротора 2: $I_z = 317$ кгм², $I_x = 250$ кгм². По значениям I_x и I_z известным образом может быть определена масса дополнительных грузов 3. При включении центрифуги вращающий момент от двигателя 10 через приводной вал 8 со шкивом 9, соединительную муфту 7 и вал 4 передается ротору 2. Последний начинает вращаться в подшипниках 5 вокруг своей вертикальной оси с возрастающей угловой скоростью, при этом стойка 6 остается практически неподвижной. Как только угловая скорость вращения двигателя 10 достигает рабочей величины ω , вертикальное вращение ротора 2 становится неустойчивым и он совместно со стойкой 6 начинает совершать угловые колебания (вследствие погрешностей в изготовлении центрифуги начальные отклонения ротора 2 от вертикальной оси всегда присутствуют). Амплитуды этих колебаний постепенно увеличиваются, начинают превышать величину зазора, в результате чего включаются в работу и деформируются буферные элементы 12. После этого крайние значения отклонений постепенно стабилизируются, и ротор 2 начинает совершать стационарные угловые колебания, амплитуды которых при выбранной жесткости буферных элементов 12 определяются величиной зазора их установки. Необходимая величина зазора устанавливается последовательным отворачиванием гаек 14 на винтах 13.

Исходный материал через загрузочный патрубок 15 поступает в ротор 2 и распределяется по его основанию. Жидкая фаза под действием нормальной составляющей центробежной силы отделяется через щели боковой поверхности ротора 2 в сборник 16, а твердая

фаза под действием тангенциальной составляющей центробежной силы и колебательного движения ротора 2 перемещается к его верхнему основанию и выгружается в сборник 17. Через соответствующие отверстия в основании корпуса 1 жидкая фаза и осадок выводятся из сборников 16 и 17.

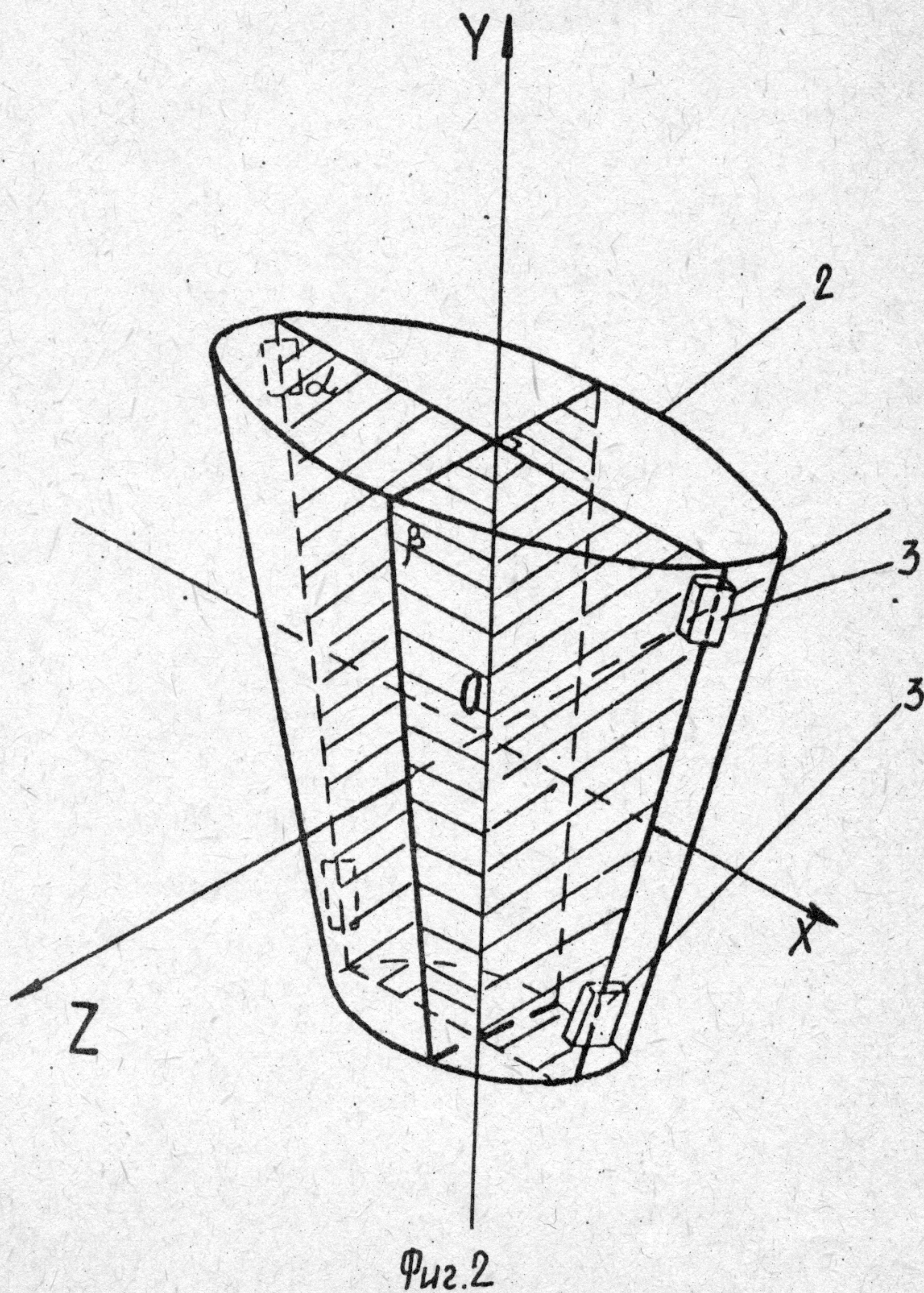
Конструкция предлагаемой фильтрующей центрифуги достаточно проста и удобна в обслуживании. Отсутствие специального возбуждателя радиального перемещения ротора 2 с электродвигателем его привода устраняет дополнительные источники потерь электроэнергии, упрощает конструкцию и снижает энергоемкость фильтрующей центрифуги. Жесткое соединение ротора 2 с валом 4, соединение стойки 6 с корпусом 1 посредством упругих элементов 11 позволяют формировать колебательные движения ротора 2 с требуемой величиной угла нутации. Наличие регулируемых буферных элементов 12 обеспечивает и существенно упрощает механизм управления амплитудой угловых колебаний ротора 2, что позволяет снизить затраты времени, необходимые для настройки центрифуги на оптимальные режимы, и тем самым повысить производительность.

Ф о р м у л а и з о б р е т е н и я

Фильтрующая центрифуга, содержащая виброизолированный корпус, ротор, вал, стойку, соединенную с корпусом, упругие элементы и привод, отличающаяся тем, что, с целью упрощения конструкции, снижения энергоемкости и повышения производительности, она снабжена размещенными на стойке регулируемыми буферными элементами, ротор укреплен на валу, а стойка соединена с корпусом посредством упругих элементов, при этом главные центральные моменты инерции ротора удовлетворяют соотношению

$$\frac{I_z - I_x}{I_z + I_x} = 0,1 \sqrt{1 + 0,512 \cdot 10^{-3} \frac{S}{I_z + I_x}},$$

где I_z , I_x — моменты инерции ротора;
 S — угловая жесткость упругих элементов.



Редактор И. Горная	Составитель Г. Сырбу Техред М. Моргинтал	Корректор Н. Король
Заказ 3024	Тираж 463	Подписное
ВНИИПИ Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР 113035, Москва, Ж-35, Раушская наб., д. 4/5		

Производственно-издательский комбинат "Патент", г. Ужгород, ул. Гагарина, 101