

ХИМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА, ТЕПЛОТЕХНИКА И ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

УДК 621.926

П. Е. Вайтехович, Г. М. Хвесько, Д. Н. Боровский
Белорусский государственный технологический университет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА ОПОРНЫЕ УЗЛЫ ПРИ РЕМЕННОМ ПРИВОДЕ ПЛАНЕТАРНОЙ МЕЛЬНИЦЫ

Объектом исследования являлась планетарная мельница с горизонтальным расположением размольных барабанов. Отличительная ее особенность состояла в том, что в приводе использованы ременные передачи для приведения в движение водила и барабанов. Цель работы – определение динамических нагрузок на опорные узлы мельницы. При этом был использован принцип Даламбера и учтены силы тяжести, инерционные силы и силы натяжения приводных ремней. С учетом всех силовых факторов составлены уравнения кинетостатики и получено выражение для определения реакции на оси барабана, представляющей собой динамическую нагрузку на его опорные узлы.

С использованием разработанной методики проведены расчеты и показан синусоидальный характер изменения опорной реакции в течение одного оборота водила, установлена ее зависимость от угловой скорости и степени заполнения размольного барабана. Радиальная нагрузка на ось вращения водила не вычислялась, так как при симметричном расположении двух барабанов мельницы относительно оси динамическая составляющая нагрузки на ось отсутствует, а статическая нагрузка и нагрузка от ремня являются незначительными.

Предлагаемая методика расчета может быть использована при определении динамических нагрузок на опорные узлы планетарной мельницы с ременным приводом в широком диапазоне изменения конструктивных и технологических параметров.

Ключевые слова: планетарная мельница, ременная передача, водило, барабан, загрузка, угловая скорость, силы инерции.

P. Ye. Vaytekhovich, G. M. Khves'ko, D. N. Borovskiy
Belarusian State Technological University

DETERMINATION DYNAMIC LOADS ON THE SUPPORT ASSEMBLIES WHEN BELT DRIVE PLANETARY MILL

The object of research was a planetary mill with horizontal grinding drums. Its distinctive feature was that all drives of the drive belt were used for driving the carrier and drums. The purpose of the work was to determine the dynamic loads on the supporting components of the mill. Thus, d'Alembert principle was used and the gravity, internal forces and tension of belts were taken into account. Taking into consideration all power factors the kinetostatic equations were worked out and the expressions for determining the reaction to the drum axis representing a dynamic load on its bearing units were received.

Using the developed method the sinusoidal behavior of the support reaction during one revolution of the carrier was calculated and shown, and its dependence on the angular velocity and the filling degree of the milling drum were displayed. Radial loading on the rotation axis of the carrier was not calculated, since the two drums about the axis of the mill are arranged symmetrically, therefore, the dynamic component of the load is absent and the static and belt loads are negligible.

The proposed method of calculation may be used in determining the dynamic loads on the bearing units of the planetary mill with a belt drive in a wide range of constructive and technological parameters.

Keywords: planetary mill, belt drive, the carrier, drum, loading, angular velocity, inertia force.

Введение. Планетарные мельницы относятся к быстроходным измельчающим агрегатам барабанного типа. В отличие от обычных

шаровых, их размольные барабаны вовлечены в сложное движение: вращение вокруг собственных осей и вокруг общей оси мельницы.

Преобладающим силовым фактором у них становятся инерционные силы, которые значительно превышают силу тяжести. При этом инерционные силы представлены в виде двух составляющих. Одна из них связана с переносным движением барабана вместе с загрузкой, а вторая – с относительным движением самой загрузки. На протяжении одного оборота водила направление этих сил изменяется в разных фазах. В связи с этим диапазон изменения динамических нагрузок в элементах конструкции планетарной мельницы также может быть довольно большим. Но одновременно такое изменение основных силовых факторов способствует усложнению траектории движения элементов загрузки. В совокупности со значительным увеличением модуля суммы инерционных сил прогнозируется и повышение эффективности измельчения материалов в планетарной мельнице. И это повышение подтверждено экспериментально [1]. Дисперсность продукта двенадцатичасового помола, полученная в барабанной мельнице, в планетарной достигается за 2 мин. Это обусловлено, прежде всего, комплексным воздействием таких разрушающих эффектов, как раздавливание, удар и истирание и нестационарностью процесса воздействия мелющих тел на материал. Высокая эффективность измельчения в планетарных мельницах подтверждена и зарубежными исследователями [2, 3].

Значительный вклад в изучение кинематических и динамических характеристик внесли и авторы данной работы [4–6]. Но основное внимание при этом было уделено изучению движения мелющих тел и загрузки в целом. Влияние специфики привода, его конкретного исполнения пока не учитывалось. В настоящее время работа находится на стадии создания реального измельчающего агрегата. По этой причине возникла необходимость определения динамических нагрузок на опорные узлы мельницы и влияния вида привода на их величину.

Основная часть. Для кинематического и динамического исследований выбрана горизонтальная планетарная мельница. Отличительной особенностью этой мельницы является применение ременных передач для осуществления

привода центрального шкива, который одновременно выполняет роль водила, и двух симметрично расположенных относительно оси водила рабочих барабанов. Ременная передача, обеспечивающая вращение барабана вокруг собственной оси, охватывает шкив, скрепленный жестко с барабаном, и неподвижный шкив, закрепленный на оси водила. Таким образом обеспечивается плоскопараллельное движение каждого барабана (рис. 1). По этой же схеме определяется мгновенный центр скоростей C_V разномельного барабана [7].

Перемещение барабана при таком приводе подобно его движению в планетарных мельницах с внутренней обкаткой при использовании зубчатой передачи. Различия заключаются только в том, что в ней мгновенный радиус значительно меньше AC_V ременной передачи. Это, естественно, повлияет на угловую скорость барабана, от которой напрямую зависят динамические нагрузки на его ось.

Для определения динамических нагрузок, создаваемых инерционными силами, необходимо вычислить угловые скорости водила ω_v и барабана ω_6 . Угловая скорость водила определяется через передаточное число i основной клиноременной передачи по формуле

$$\omega_v = \omega_d / i, \tag{1}$$

где ω_d – угловая скорость вала приводного электродвигателя, c^{-1} .

С помощью формулы (1) можно рассчитать скорость перемещения оси барабана V_A (рис. 1):

$$V_A = \omega_v OA. \tag{2}$$

Из подобия треугольников находим мгновенный радиус AC_V точки A :

$$\begin{aligned} \frac{r_o}{r_A} &= \frac{OC_V}{AC_V} = \frac{OA + AC_V}{AC_V}; \\ AC_V &= \frac{r_A OA}{r_o - r_A}. \end{aligned} \tag{3}$$

Тогда угловая скорость барабана ω_6 в плоскопараллельном движении равна

$$\omega_6 = \frac{V_A}{AC_V}. \tag{4}$$

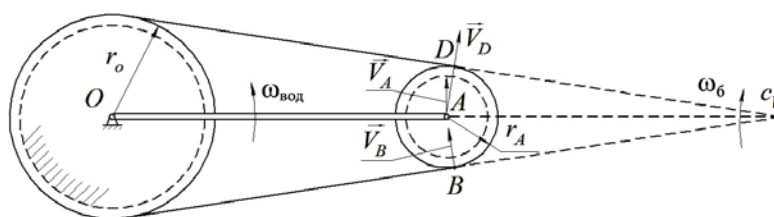


Рис. 1. Схема привода барабана

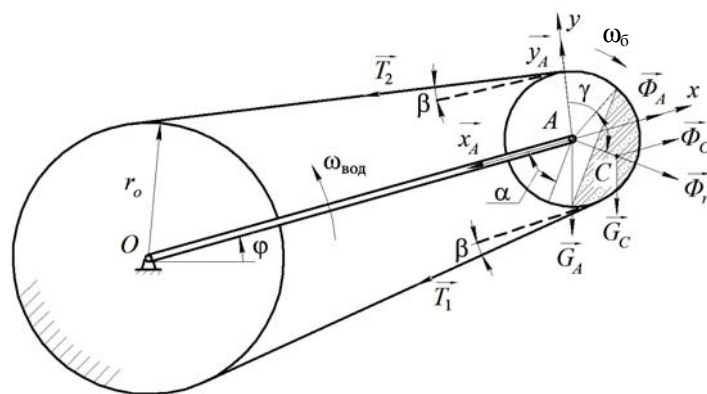


Рис. 2. Силовая схема при ременном приводе барабана

Силовой расчет барабана осуществляется с использованием принципа Даламбера. На рис. 2 показаны все силы, действующие на барабан планетарной мельницы в процессе работы: G_A, G_C – силы тяжести барабана и загрузки; X_A, Y_A – проекции реакции связей; T_1, T_2 – силы натяжения ремня; Φ_A – сила инерции барабана; Φ_C – переносная сила инерции загрузки; Φ_r – относительная сила инерции загрузки.

Силы инерции определяются по следующим формулам:

$$\begin{aligned} \Phi_A &= m_A a_A = m_A \omega_b^2 OA; \\ \Phi_C &= m_C \omega_b^2 OA; \\ \Phi_r &= m_C \omega_b^2 AC, \end{aligned} \quad (5)$$

где m_A, m_C – масса барабана и загрузки соответственно, кг.

Удаление AC центра масс загрузки от оси барабана в зависимости от угла γ определяется по формуле

$$AC = \frac{4r_A \sin^3 \gamma}{3(2\gamma - \sin(2\gamma))}, \quad (6)$$

где угол γ задается в радианах.

Для плоской произвольной системы сил, находящейся в равновесии, записываем три уравнения кинестатики:

$$\begin{aligned} \sum_{k=1}^n F_{kx} = 0 & \quad \Phi_A + \Phi_C + \Phi_r \sin \alpha - \\ & \quad - (G_A + G_C) \sin \varphi - \\ & \quad - (T_1 + T_2) \cos \beta - X_A = 0; \\ \sum_{k=1}^n F_{ky} = 0 & \quad - \Phi_r \cos \alpha - \\ & \quad - (G_A + G_C) \cos \varphi + \\ & \quad + (T_2 - T_1) \sin \beta + Y_A = 0; \\ \sum_{k=1}^n m_A \left(\vec{F}_k \right) = 0 & \quad T_2 r_A - T_1 r_A + \Phi_C AC \cos \alpha - \\ & \quad - G_C AC \sin \varphi = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

С учетом направления вращения барабана вокруг оси A сила T_1 является силой натяжения ведущей ветви ремня. Поэтому принимаем $T_1 = 2T_2$. Из уравнений кинестатики получаем выражения для неизвестных величин:

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{AC}{r_A} (\Phi_C \cos \alpha - G_C \sin \varphi); \\ X_A &= \Phi_A + \Phi_C + \Phi_r \sin \alpha - \\ & \quad - (G_A + G_C) \sin \varphi - 3T_2 \cos \beta; \\ Y_A &= \Phi_r \cos \alpha + (G_A + G_C) \cos \varphi + T_2 \sin \beta; \\ R_A &= \sqrt{X_A^2 + Y_A^2}. \end{aligned} \quad (8)$$

Естественно, что искомой величиной будет реакция на оси барабана R_A . Именно она и является динамической радиальной нагрузкой, которая воздействует на его опорные узлы.

Расчет реакции R_A проводился в вышеизложенной последовательности с использованием уравнений (1)–(8). В рамках данной работы ставилась цель установить зависимость ее изменения от угла поворота водила φ , его угловой скорости ω_b и степени загрузки барабана, характеризуемой углом γ . При этом расчеты проводились для фиксированных геометрических размеров мельницы: диаметра барабана – 0,1 м, его длины – 0,2 м и радиуса водила – 0,265 м.

На рис. 3 приведены расчетные зависимости изменения величины реакции R_A от угла поворота водила при разных угловых скоростях.

Степень загрязненности в этом случае оставалась неизменной и составляла 50%, что соответствовало углу $\gamma = \pi / 2$. Угол α , определяющий положение сегмента загрузки в барабане мельницы, оставался постоянным $\alpha = 50^\circ$ [8].

Результаты расчета показали, что нагрузка на ось барабана за один оборот водила изменяется по синусоидальному закону с максимумом при угле $\varphi = 270^\circ$. Она повышается с увеличением угловой скорости водила и барабана. По виду – это динамическая пульсирующая нагрузка

ка, изменяющаяся от какого-то минимального значения до максимального. Максимум при разных угловых скоростях достигает 7133,3 Н.

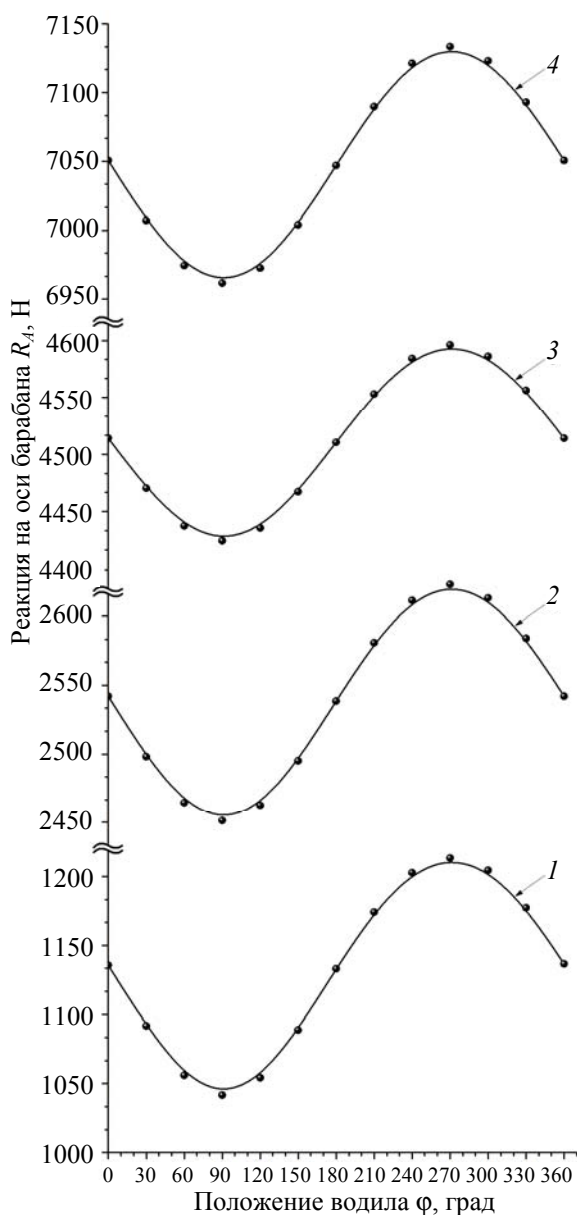


Рис. 3. График зависимости R_A от угла φ :
 1 – $\omega_b = 25$ рад/с; 2 – $\omega_b = 37,5$ рад/с;
 3 – $\omega_b = 50$ рад/с; 4 – $\omega_b = 62,5$ рад/с

Степень загрузки в этом случае оставалась неизменной

Это вполне приемлемое значение радиальной нагрузки для опорных шарико-подшипников. Более того, диапазон ее изменения не очень широкий и составляет порядка 175 Н для всех угловых скоростей водила ω_b .

Вторая часть работы заключалась в определении влияния степени загрузки барабана на динамические нагрузки на его ось. Такая зависимость при фиксированном угле поворота водила $\varphi = 270^\circ$ (максимум нагрузки) представлена на рис. 4 в ви-

де функции угла γ . Видно, что эта зависимость носит логарифмический характер, и при увеличении угла γ кривая асимптотически приближается к максимальному значению. Динамическая нагрузка возрастает как при увеличении загрузки барабана, так и его угловой скорости.

Радиальная нагрузка на центральной оси водила в данной работе вообще не рассматривалась, так как при симметричном относительно оси водила расположении двух рабочих барабанов динамическая составляющая нагрузки равна нулю. И известная общая статическая нагрузка, и нагрузка от натяжения ветвей ремня в ременной передаче легко учитываются при подборе подшипников.

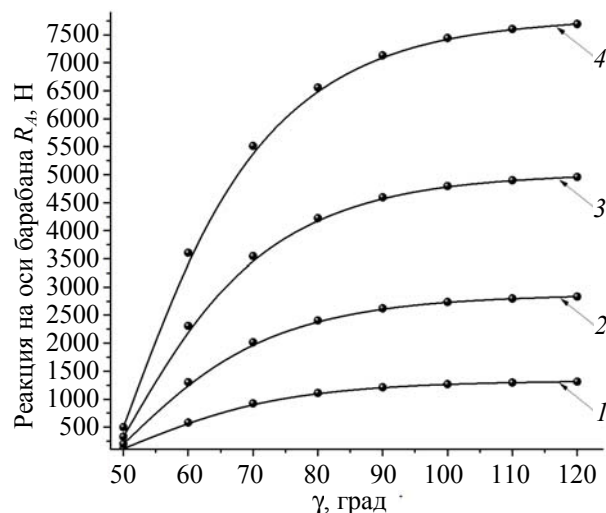


Рис. 4. График зависимости нагрузки на ось барабана от угла γ :
 1 – $\omega_b = 25$ рад/с; 2 – $\omega_b = 37,5$ рад/с;
 3 – $\omega_b = 50$ рад/с; 4 – $\omega_b = 62,5$ рад/с

Закключение. Таким образом, в работе предложен метод расчета динамических нагрузок, действующих на ось размольных барабанов, при их специфическом ременном приводе. Метод заключается в учете, кроме сил тяжести, переносной и относительной сил инерции загрузки, силы инерции барабана и сил натяжения приводного ремня. В качестве дополнения к этому разработана методика определения координат центра масс загрузки, позволяющая рассчитать инерционные силы при изменении степени загрузки размольных барабанов.

С учетом всех силовых факторов составлены уравнения кинестатики и получено выражение для определения реакции оси, являющейся динамической нагрузкой на опорные узлы барабана. Методика расчета прошла апробацию на реальном объекте. Определен характер и амплитуда изменения динамической нагрузки в зависимости от ряда параметров и показана возможность использования предложенной методики расчета в широком диапазоне их изменения.

Литература

1. Голосов С. И., Молчанов В. И. Центробежная планетарная мельница, ее технические возможности и применение в практике геологических исследований // Физико-химические измельчения минералов в процессе сверхтонкого измельчения: сб. науч. ст. Новосибирск, 1966. С. 5–25.
2. Kompakt angebaute Planetenmühle zerkleinert kontamination frei // Maschinenmarkt. 1997. Jhrg. 103. No. 26. P. 41.
3. Planeten-Kugelmuhlen // CITplus. 2003. Jhrg. 6. No. 7. P. 33.
4. Вайтехович П. Е., Вавилов А. В., Хвесько Г. М. Определение критических скоростей вращения планетарных мельниц // Вестник БНТУ. 2003. № 2. С. 34–39.
5. Вайтехович П. Е., Хвесько Г. М., Семененко Д. В. Движение мелющих тел после отрыва от стенок барабана планетарной мельницы // Теоретические основы хим. технологии. 2005. Т. 39. № 3. С. 334–336.
6. Вайтехович П. Е. Интенсификация и моделирование процессов диспергирования в поле инерционных сил. Минск: БГТУ, 2008. 220 с.
7. Хвяс'ко Г. М. Курс тэарэтычнай механікі. Минск: БДТУ, 2000. 354 с.
8. Ким Б. Г. Определение положения помольной среды в планетарной мельнице при каскадном режиме // Изв. вузов. Горный журнал. 1976. № 1. С. 149–153.

References

1. Golosov S. I., Molchanov V. I. The centrifugal planetary mill, its technical capabilities and application in practice of geological research. *Fiziko-khimicheskie izmel'cheniya mineralov v protsesse sverkh-tonkogo izmel'cheniya: sb. nauch. st.* [Physico-chemical grinding minerals during superfine grinding: collection of scientific articles], 1966, pp. 5–25 (In Russian).
2. Kompakt angebaute Planetenmühle zerkleinert kontamination frei. *Maschinenmarkt*, 1997, Jhrg. 103, no. 26, p. 41.
3. Planeten-Kugelmuhlen. *CITplus*, 2003, Jhrg. 6, no. 7, p. 33.
4. Vaytekhovich P. Ye., Vavilov A. V., Khves'ko G. M. Determination of critical speeds of planetary mills. *Vestnik BNTU* [Bulletin of the Belarusian National Technical University], 2003, no. 2, pp. 34–39 (In Russian).
5. Vaytekhovich P. Ye., Khves'ko G. M., Semenenko D. V. Motion of Grinding Bodies after Their Separation from the Surface of a Drum of a Planetary Mill. *Teoreticheskie osnovy khim. tekhnologii* [Theoretical Foundation of Chemical Engineering], 2005, vol. 39, no. 3, pp. 313–315 (In Russian).
6. Vaytekhovich P. Ye. *Intensifikatsiya i modelirovanie protsessov dispergirovaniya v pole inertsiornykh sil* [Intensification and modeling of dispersion processes in the field of inertial forces]. Minsk, BGTU Publ., 2008. 220 p.
7. Khvyas'ko G. M. *Kurs tearetychnay mekhaniki* [Course of theoretical mechanics]. Minsk, BGTU Publ., 2000. 354 p.
8. Kim B. G. Determination of the position of the grinding medium in a planetary mill in cascade mode. *Izv. vuzov. Gornyy zhurnal* [Higher Education. Mining journal]. 1976, no. 1, pp. 149–153 (In Russian).

Информация об авторах

Вайтехович Петр Евгеньевич – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой машин и аппаратов химических и силикатных производств. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: vpe51@mail.ru

Хвесько Геннадий Михайлович – кандидат технических наук, доцент кафедры теоретической механики. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: tm@belstu.by

Боровский Денис Николаевич – кандидат технических наук, ассистент кафедры машин и аппаратов химических и силикатных производств. Белорусский государственный технологический университет (220006, г. Минск, ул. Свердлова, 13а, Республика Беларусь). E-mail: dzianis23@rambler.ru

Information about the authors

Vaytekhovich Petr Yevgen'yevich – DSc (Engineering), Assistant Professor, Head of the Department of Machines and Apparatus for Chemical and Silicate Productions. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: vpe51@mail.ru

Khves'ko Gennadiy Mikhaylovich – PhD (Engineering), Assistant Professor, the Department of Theoretical Mechanics. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: tm@belstu.by

Borovski Denis Nikolaevich – PhD (Engineering), Assistant Lecturer, the Department of Machines and Apparatus for Chemical and Silicate Productions. Belarusian State Technological University (13a, Sverdlova str., 220006, Minsk, Republic of Belarus). E-mail: dzianis23@rambler.ru

Поступила 29.02.2016