

ГЕОТЕХНІЧНА І ГІРНИЧА МЕХАНІКА, МАШИНОБУДУВАННЯ

УДК 531.3+621.313.32

Б.В. Виноградов, д-р техн. наук

Государственное высшее учебное заведение
„Украинский государственный химико-технологический
университет“, г. Днепропетровск, Украина,
e-mail: bvvin@mail.ru

ПРОБЛЕМЫ СОЗДАНИЯ ДВУХДВИГАТЕЛЬНЫХ ПРИВОДОВ БАРАБАННЫХ МЕЛЬНИЦ

B.V. Vinogradov, Dr. Sci. (Tech.)

State Higher Educational Institution “Ukrainian State
University of Chemical Technology”, Dnepropetrovsk,
Ukraine, e-mail: bvvin@mail.ru

PROBLEMS OF CREATION OF TWO-MOTOR DRIVE TUMBLING MILL

Цель Сравнение работоспособности открытых зубчатых передач двухдвигательных приводов с однодвигательными и анализ путей обеспечения их надёжной работы.

Методика. Основой методики расчёта открытых зубчатых передач на износ является математическая модель, базирующаяся на обобщении многочисленных экспериментальных данных и фундаментальных положений теории абразивного изнашивания. При этом учитывается, что скорость изнашивания зубьев зависит от параметров, характеризующих абразивное влияние среды, физико-механические свойства материалов зубьев шестерен и венца, а также от параметра, характеризующего геометрию и кинематику зубчатого зацепления. Кроме того, учитывается зависимость скорости изнашивания от величины износа зубьев.

На прочность открытых зубчатой передачи, при всех прочих неизменных параметрах, определяющее влияние оказывает скорость приработки зубьев и распределение нагрузки по длине контактных линий.

Результаты. Показано, что при твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни НВ 300 и венца НВ₂ 200 износ зубьев венца и шестерен носит прогрессирующий характер и для двухдвигательных приводов долговечность зубчатого венца при работе зубьев одной стороной составит 5–6 лет.

Радикальным решением проблемы повышения долговечности открытых зубчатых передач является повышение твердости рабочих поверхностей зубьев. Однако, при этом снижается скорость приработки зубьев, что ведёт к увеличению неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий и снижению прочности зубьев. Поэтому обеспечение надёжной работы открытой зубчатой передачи, в этом случае, потребует повышения точности изготовления и монтажа, также увеличения модуля зубьев.

Научная новизна. Установлены закономерности абразивного изнашивания открытых зубчатых передач, показано, что одной из основных проблем создания двухдвигательных приводов барабанных мельниц является обеспечение надёжной работы открытых зубчатых передач.

Практическая значимость. Показаны пути обеспечения надёжной работы открытых зубчатых передач двухдвигательных приводов барабанных мельниц.

Ключевые слова: барабанная мельница, двухдвигательный привод, синхронный двигатель, открытая зубчатая передача, изнашивание зубьев, долговечность, нагрузка

Постановка проблемы. В горнорудной промышленности снижение затрат на измельчение минерального сырья идет по пути создания крупногабаритных барабанных мельниц и увеличения их единичной мощности. Так самая крупная в мире мель-

ница самоизмельчения, изготовленная на предприятиях компании Metso Minerals (США) в 1962 г., имела диаметр 6,71 м и мощность двигателя 1306 кВт, в 1965 г. уже была изготовлена мельница диаметром 9,75 м и мощностью двигателя 4478 кВт. В 1996 г. этой компанией была изготовлена самая крупная в мире мельница полусамоизмельчения, имеющая барабан диаметром 12,2 м и двигатель, ус-

тановлений непосредственно на барабане, мощностью 20000 кВт, а в 2001 г. – шаровая мельница диаметром 7,93 м и мощностью двигателя 15500 кВт. [1]

Самые крупные мельницы, эксплуатирующиеся на отечественных предприятиях, изготовлены в 70 г. прошлого столетия на Новокраматорском машиностроительном заводе (шаровые мельницы) и Сызранском заводе тяжелого машиностроения (мельницы самоизмельчения), имеют мощность двигателя 4000 кВт – это мельницы МШЦ–5500х6500 и ММС– 9000х3000.

Поэтому для отечественной горнодобывающей промышленности назрела необходимость в модернизации оборудования для измельчения минерального сырья, что ставит перед машиностроителями задачу создания высокоэффективного измельчительного крупногабаритного оборудования.

Анализ последних исследований При создании крупногабаритных мельниц возникают трудности, связанные с передачей большой мощности от двигателя к барабану. До недавнего времени считалось, что одной шестерней на один зубчатый венец можно передать мощность 4000–5000 кВт. На данный момент в эксплуатации находятся приводы с одной ведущей вал-шестерней 7090 кВт и уже спроектирован привод мощностью 8209 кВт. [1]

При дальнейшем увеличении мощности возникает необходимость в оснащении мельниц двухдвигательными приводами или безредукторными приводами, содержащими кольцевые двигатели, установленные непосредственно на барабане.

При мощностях от 5000 до 10000 кВт наибольшее распространение получили двухдвигательные приводы. При этом необходимо было обеспечить равномерное распределение нагрузки между линиями передач каждого двигателя. В начале проблема решалась использованием в приводе асинхронных двигателей, в дальнейшем успешное применение нашли двухдвигательные синхронные приводы со специальной системой распределения нагрузки [1]. Проблема распределения нагрузки вызвана тем, что при работе двух синхронных двигателей на общий зубчатый венец погрешности в линиях передач двигателей приводят к неодинаковым условиям их нагружения. Различают статические погрешности, не изменяющиеся со временем, и кинематические, вызванные погрешностями в открытой зубчатой передаче, такими как накопленная ошибка шага, радиальное биение зубчатого венца, которые могут привести к развитию нежелательных упругих колебаний в системе, что требует при проектировании привода выбора соответствующих динамических параметров [2]. В настоящее время разработан ряд специальных способов и устройств, позволяющих выравнять статические и ограничивать динамические нагрузки в двухдвигательных синхронных приводах.

В отличие от однодвигательных, в двухдвигательных приводах с одним зубчатым венцом в зацеплении находятся две приводные шестерни. Очевидно, при всех прочих неизменных параметрах открытой зубчатой передачи, её долговечность по износу

уменьшится по сравнению с однодвигательным приводом, содержащим одну приводную шестерню и один зубчатый венец. Несмотря на то, что ухудшение условий работы открытой зубчатой передачи в двухдвигательных приводах может стать основной проблемой при создании барабанных мельниц большой единичной мощности, в отечественной литературе этому вопросу не уделяется достаточного внимания. Поэтому, **целью статьи** является сравнение работоспособности открытых зубчатых передач двухдвигательных приводов с однодвигательными и анализ путей обеспечения их надёжной работы

Изложение основного материала. Скорость абразивного изнашивания тяжело нагруженных зубчатых передач барабанных мельниц описывается следующей зависимостью [3]

$$U_{1(2)} = 60 \Phi_{1(2)} K \cdot n_{1(2)} v_2 L_{1(2)}, \quad (1)$$

где $U_{1(2)}$ – скорость изнашивания зубьев, мм/ч; $\Phi_{1(2)}$ – параметр, характеризующий абразивное влияние среды, физико-механические свойства материалов зубьев шестерни (индекс 1) и венца (индекс 2) для данных условий эксперимента: косозубая передача, незащищенная от попадания механических примесей, смазана УСс-4, материал зубчатых колес – среднеуглеродистая сталь; твердость рабочих поверхностей зубьев $HB_1=260-300$, $HB_2=180-200$, измельчаемый материал железная руда. Величины параметра $\Phi_{1(2)}$, полученные экспериментально для мельниц, эксплуатирующихся в условиях Ингулецкого, Новокриворожского и Лебединского ГОКов, не отличается более, чем на 14% и, в среднем, равняются $\Phi_1 = 3,4 \cdot 10^{-10} \text{ мм}^{0,5}$, $\Phi_2 = 6,4 \cdot 10^{-10} \text{ мм}^{0,5}$.

Кроме того, в выражении (1) обозначено: K , $\text{мм}^{0,5}$ – параметр, характеризующий геометрию и кинематику зубчатого зацепления; $n_{1(2)}$ – частота вращения шестерни (венца) в об/мин; v_2 – число зацеплений зубьев венца за один оборот; $L_{1(2)}$ – коэффициент, учитывающий отличие абразивного воздействия среды, физико-механических свойств материала и условия нагружения зубьев для расчетного случая

$$L_{1(2)} = \frac{\zeta}{k_{qa}^{2/3} \cdot k_R^{0,5} \cdot k_\sigma^{2,5} \cdot \mu_{HB1(2)}^{1,5} \cdot \mu_{HB2(1)} \cdot \mu^\zeta \delta_{1(2)}}; \quad (2)$$

$$k_{qa} = \frac{q_{a3}}{q_{ap}}; k_R = \frac{R_\sigma}{R_p}; k_\sigma = \frac{\sigma_\sigma}{\sigma_p};$$

$$\mu_{\delta_{1(2)}} = \frac{\delta_{p1(2)}}{\delta_{\sigma_{1(2)}}}; \mu_{HB1(2)} = \frac{HB_{p1(2)}}{HB_{\sigma_{1(2)}}};$$

$$\mu_{HB_{1(2)}} = \frac{HB_{p_{2(1)}}}{HB_{\sigma_{2(1)}}}$$

где q_a , R , σ , – концентрация абразивных примесей в смазке в %, средний радиус в мм и предел прочности в МПа соответственно; $\delta_{1(2)}$ – характеристика пластичности поверхностных слоев – относительное удлинение при разрыве в %; z – коэффициент контактно-фрикционной усталости; $HB_{1(2)}$ – твердость рабочих поверхностей.

В выражении (2) индекс „э“ и „р“, соответственно, относятся к экспериментальному случаю, при котором определен параметр $\Phi_{1(2)}$, и расчетному.

В приводах отечественных мельниц рабочие поверхности зубьев открытой передачи имеют относительно низкую твердость ($HB_1=260-300$, $HB_2=180-200$). За срок службы зубчатого венца с ним работает несколько приводных шестерен. В результате износа зубьев венца и, соответственно, ухудшения условий трения, скорость изнашивания зубьев последующих шестерен большая, а срок службы меньший, чем предыдущих.

В результате обработки экспериментальных данных установлена зависимость скорости изнашивания зубьев венца и шестерни от средней величины износа зубьев венца.

$$U_{1(2)} = U_{1(2)0} (1 + \chi \Delta S_2^x), \quad (3)$$

где $U_{1(2)0}$ – скорость изнашивания зубьев шестерни (венца) в начальный период; ΔS_2 – средняя величина износа зубьев венца; χ, x – коэффициенты, характеризующие увеличение скорости изнашивания ($x = 2,8$).

Поскольку в двухдвигательных приводах скорость износа зубьев венца увеличивается, то это, в свою очередь, приведет к увеличению скорости изнашивания зубьев приводных шестерен.

На рис. 1 приведены расчетные данные, показывающие во сколько раз долговечность шестерен в двухдвигательном $T_{V=2}$ приводе меньше долговечности шестерен в однодвигательном приводе $T_{V=1}$.

Из рис. 1 следует, что для первой пары шестерен, когда зубья венца мало изношены, снижение долговечности шестерен в двухдвигательном приводе, по сравнению с однодвигательным, незначительно. Для последующих шестерен скорость изнашивания катастрофически увеличивается и долговечность шестерен резко уменьшается. Как показывает опыт, долговечность первой шестерни отечественных мельниц в условиях горно-обогатительных комбинатов составляет в среднем 4 года. Это значит, что в двухдвигательных приводах, открытые зубчатые передачи которых будут иметь аналогичные параметры, долговечность первой шестерни будет несколько ниже четырех лет, а долговечность второй шестерни состав-

ит всего около (1–1,5) года. Следовательно, после эксплуатации зубчатого венца в течение (5–6) лет его необходимо заменить или развернуть для работы зубьев другой стороной.

Анализируя рис. 1 видим, что долговечность зубчатой передачи существенно зависит от ее передаточного числа. С увеличением передаточного числа уменьшается кинематический параметр K и, в соответствии с формулой (1), уменьшается скорость изнашивания.

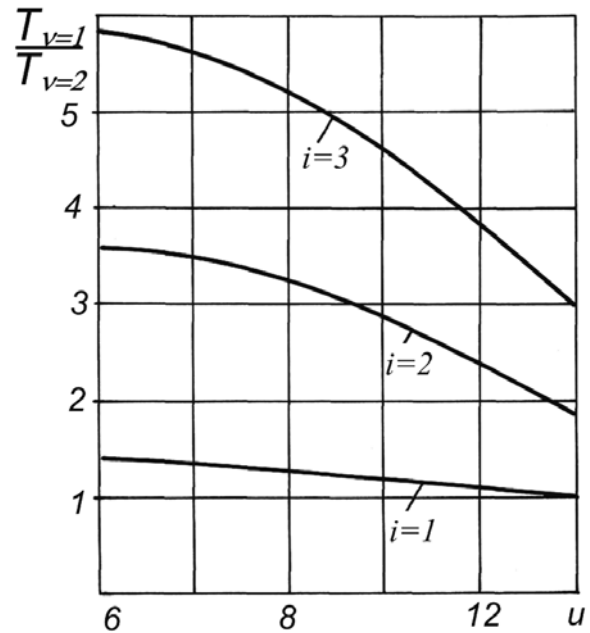


Рис. 1. Снижение долговечности шестерен открытой зубчатой передачи ($T_{V=1} / T_{V=2}$) в двухдвигательных приводах по сравнению с однодвигательными в зависимости от передаточного отношения (u): 1, 2, 3, – номер пары шестерен

Для количественной оценки влияния передаточного числа открытой зубчатой передачи на снижение скорости изнашивания зубьев на рис. 2 приведена величина λ , показывающая во сколько раз уменьшится параметр K (скорость изнашивания) в зависимости от передаточного отношения, для мельницы ММС–1050х5000.

Для безредукторного варианта параметры открытой зубчатой передачи следующие: $z_1=33$; $z_2=436$; $n_2=9,47$ об/мин; $u=13,2$; $t=28$ мм; $\beta=6,47^0$; $a_w=6621,6$ мм. Расчетные параметры зубчатой передачи, при различных передаточных отношениях, выбирались из условия постоянства контактных напряжений, которое выполняется, если $(u+1/a_w u)=const$ (u – передаточное отношение, a_w – межосевое расстояние).

Рис. 2 демонстрирует, что снижение u с 13,2 до 6,23 позволяет снизить скорость изнашивания зубьев в 2,8 раза. Однако, в этом случае необходимо мельницу оснастить редукторным приводом.

Радикальним рішенням проблеми підвищення довговечності відкритих зубчатих передач барабанних мельниць є підвищення твердості робочих поверхностей зубів.

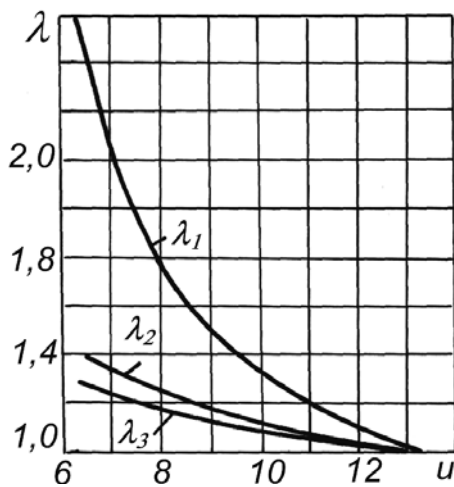


Рис. 2. Геометричні та кінематичні параметри відкритої зубчастої передачі мельниці ММС – 10500х5000 в залежності від передаточного числа:

$$\lambda_1 = \frac{K_b}{K}, \quad \lambda_2 = \frac{d_{2b}}{d_2}, \quad \lambda_3 = \frac{a_{wb}}{a_w};$$

К, d_2 , a_w – кінематичний параметр, делительный диаметр зубчатого венца соответственно (индекс „б“ относится к безредукторному варианту)

На рис. 3 показана залежність середньої швидкості зношування зубів мельниці Ш-50 в умовах Придніпровської ГРЭС від твердості їх робочої поверхності. З експериментальних даних следует, що підвищення твердості робочих поверхностей зубів шестерні з $HV=280$ до $HV=650$ дозволило знизити швидкість зношування в 2,5 рази. Розрахунки показують, що підвищення твердості робочих поверхностей зубів приводної шестерні та венця до $HV_1=650$ і $HV_2=250$ відповідно дозволить забезпечити довговечність приводних шестерень до 8 років і більше. Іменно по такому шляху йдуть мирові лідери по виробництву барабанних мельниць, обладнувавши їх відкритими зубчастими передачами з твердістю робочих поверхностей зубів шестерні та венця, відповідно, $HV_1=550-600$, $HV_2=230-305$, що значно перевищує аналогічний показувач отечественних мельниць.

Враховуючи, що підвищення твердості робочих поверхностей зубів призводить до зниження швидкості прироботки зубів і, відповідно, до збільшення нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній. Таким чином, підвищення твердості робочих поверхностей зубів, при всіх інших незмінних параметрах, призводить до підвищення напруження в небезпечних перерізах і зниженню втомленої міцності зубів. Тому забезпечення надійної

роботи зубчастої передачі, в даному випадку, може бути забезпечено, в-перших, підвищенням точності виготовлення та монтажу зубчастих передач і, в-других, збільшенням модуля зубів. Особливу увагу необхідно приділяти зменшенню радіального біення зубчастого венця, так як ця похибка утворює кут перекося зубів, який не прироботується в процесі експлуатації [3]. Підвищення модуля зубів, при незмінному передаточному відношенні відкритої зубчастої передачі, призводить до збільшення діаметра зубчастого венця. Обмеження діаметра венця, при збільшенні модуля зубів, можна здійснити за рахунок зменшення передаточного відношення відкритої зубчастої передачі, що призведе до необхідності застосування редукторного привода.

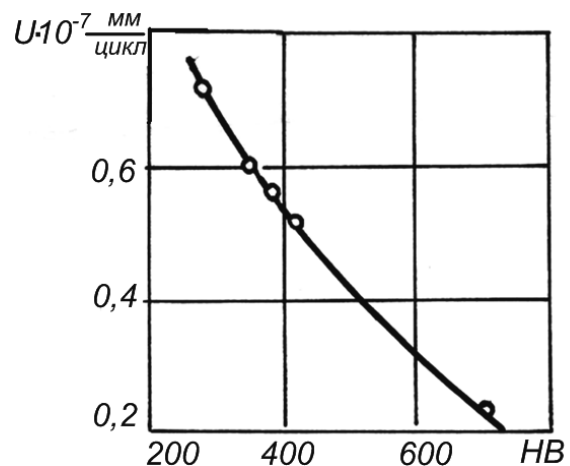


Рис. 3 Залежність середньої швидкості зношування зубів мельниці Ш-50 (U) від твердості їх робочої поверхності (HV)

Висновки.

1. Застосування двохдвигального привода потребує рішення проблеми рівномірного розподілу навантаження між лініями передач кожного двигача та зменшення швидкості зношування зубів.
2. Зменшення швидкості зношування зубів можна забезпечити підвищенням твердості робочих поверхностей зубів шестерні та венця, зменшенням передаточного відношення відкритої зубчастої передачі та застосуванням редукторного привода.
3. Підвищення твердості робочих поверхностей зубів повлечет за собою зменшення швидкості прироботки зубів, підвищення нерівномірності розподілу навантаження по ширині зубчастого венця та підвищення напружень в небезпечних перерізах. Це призводить до необхідності збільшення модуля зубів, підвищення точності виготовлення відкритої зубчастої пари, в частині, суттєвого зменшення торцевого біення зубчастого венця.

Список літератури / References

1. Стюарт М. (Metso Minerals). Крупногабаритные мельницы измельчения компании Metso Minerals /

М. Стюарт, Свалбонас Джонс // Горная промышленность. – 2007. – №1(70). – С. 58–64.

Stuart, M. and Svalbonas Jons (Metso Minerals) (2007), “Heavy-duty grinding mills of Metso Minerals Company”, *Mining industry*, no.1(70), pp. 58–64.

2. Чудновский В.Ю. Исследование динамики мощного двухдвигательного электропривода [Текст]: В.Ю. Чудновский // Горное оборудование и электромеханика. – 2005г. – №1. – С. 26–30.

Chudnovsky, V.Yu. (2005), “The investigation of the dynamics of powerful two-motor electrical drive”, *Gornouye oborudovaniye i elektromekhanika*, no.1, pp. 26–30.

3. Виноградов Б.В. Відкриті зубчасті передачі [Текст]: монографія / Б.В. Виноградов. – Дніпропетровськ: УДХТУ, 2004 – 141 с.

Vinogradov, B.V. (2004), *Vidkryti zubchasti peredachi* [Open Gearing], monograph, USUCT, Dnipropetrovsk, Ukraine.

Мета. Порівняння роботоспроможності відкритих зубчастих передач дводвигунових приводів з однодвигуновими й аналіз шляхів забезпечення їх надійної роботи.

Методика. Основою методики розрахунку відкритих зубчастих передач на знос є математична модель, що базується на узагальненні численних експериментальних даних і фундаментальних положеннях теорії абразивного зносу. При цьому враховується, що швидкість зношування зубів залежить від параметрів, що характеризують абразивний вплив середовища, фізико-механічні властивості матеріалів зубів шестірень і вінця, а також від параметра, що характеризує геометрію й кінематику зубчастого зачеплення. Крім того, ураховується залежність швидкості зношування від величини зношення зубів.

На міцність відкритої зубчастої передачі, при всіх інших незмінних параметрах, визначальний вплив робить швидкість припрацювання зубів і розподіл навантаження за довжиною контактних ліній.

Результати. Показано, що при твердості робочих поверхонь зубів шестірни HB 300 і вінця HB₂ 200 зношення зубів вінця й шестірень носить прогресуючий характер і для дводвигунових приводів довговічність зубчастого вінця при роботі зубів однією стороною складе 5–6 років.

Радикальним вирішенням проблеми підвищення довговічності відкритих зубчастих передач є підвищення твердості робочих поверхонь зубів. Однак, при цьому знижується швидкість припрацювання зубів, що призводить до збільшення нерівномірності розподілу навантаження по довжині контактних ліній і зниженню міцності зубів. Тому забезпечення надійної роботи відкритої зубчастої передачі, у цьому випадку, вимагає підвищення точності виготовлення й монтажу, а також збільшення модуля зубів.

Наукова новизна. Встановлено закономірності абразивного зношування відкритих зубчастих передач, показано, що однією з основних проблем створення дводвигунових приводів барабанних млинів є забезпечення надійної роботи відкритих зубчастих передач.

Практична значимість. Показано шляхи забезпечення надійної роботи відкритих зубчастих передач дводвигунових приводів барабанних млинів.

Ключові слова: барабанний млин, дводвигуновий привід, синхронний двигун, відкрита зубчаста передача, зношування зубів, довговічність, навантаження

Purpose. To compare the operability of exposed gearings of two-motor drives with those of one-motor drives and to analyze the ways of its reliable work.

Methodology. The basis of calculation technique for the opened gearing deterioration is the mathematical model based on the result of synthesizing of experimental results and fundamental rules of the abrasion theory. It takes into account that velocity of teeth deterioration is depending on the parameters which characterize the influence of medium, physical and mechanical properties of constructional materials, geometrical and kinematical properties of gearings. Also it takes into account the deterioration velocity dependence on level of teeth deterioration.

When the other parameters stay constant the main influence on opened gearing durability makes grinding velocity and load distribution along the contact line.

Findings. The research shows that the ring gear and gear wheel teeth deterioration have the progressive nature if the hardness of gear wheel teeth is HB 300 and the hardness of the ring gear teeth is HB₂ 200. And for two-motor drives the longevity of ring gear makes 5–6 years.

The radical method of solving the problem of opened gearings durability is rising of the teeth surface hardness. But this method results in teeth grinding speed lowering, and consequent nonuniformity of load distribution along contact line and, finally, lowering of teeth strength. Therefore, to ensure safe performance of the opened gearing the rising of production and assembling accuracy and upsizing of tooth module is required.

Originality. The regularities of opened gearing deterioration have been determined. It is shown, that one of the general problems of the tumbling mill two-motor drive creation is the maintenance of opened gearing reliability.

Practical value. The ways of improvement of the reliability of the tumbling mill two-motor drive opened gearing have been shown.

Keywords: tumbling mill, two-motor drive, synchronous motor, open gearing, teeth deterioration, durability, load

Рекомендовано до публікації докт. техн. наук С.С. Блохіним. Дата находження рукопису 22.12.11.