

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

1'2009

ВИСОКІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ

Збірник наукових праць

I. Andras, N. Ilias, I. Cioara,
A. C. Mihaileanu, F. Nicolae, Petroshani, Romania

USING MODELLING AND SIMULATION BASED STUDY METHODS IN COAL INDUSTRY TECHNOLOGICAL IMPROVEMENT

The trend towards the increase of the role of coal in the electricity production reveals its importance among the primary energy resources balance. So, from the point of view of the structure of the primary energy, the evolution forecast performed by IEA highlights that in the future, a quarter of the worldwide used energy primary resources will be based on coal. The share of coal in energy production will grow, as the total energy demand growth with 60% in the next 20 years.

It can be deduced the importance and the opportunity of the analysis performed in the present thesis, in accordance with the recently delivered Energy Strategy of Romanian Government which pleads in the favor of the increasing role of domestic coal, mainly the lignite in the total national energy balance.

From the point of view of the technological infrastructure, it must be noticed that the main equipment asset is obsolete. Maintaining them in operation implies major works of rehabilitation in order to replace the worn parts and of modernization in view to increase their performance.

Previous experience has shown that only the increase of technological level of the equipment is not enough necessarily the needed outcome in terms of performance as it is stated in the prospects. This implies that beyond the modernization and/or replacement of assets, the connected technological problems must be solved, among which the adaptation of the equipment to the operating environment, reduction of downtimes through an appropriate maintenance policy, correlation of the equipment chain parameters, improving operational management, making flexible of production lines, adapting the production capacities to the variations of the demand and management of intrinsic process variability are the main actions to be performed.

All these aspects are related to the technological components of the restructuring, which is one of the main topics of the process.

Correlating the data regarding the coal industry evolving trends, and the energy policies worldwide, taking account the pro and counter coal utilization increase arguments, we can conclude that worldwide, as in Europe and Romania, the coal will play an important role in the energy mix due to its important reserves, relatively uniformly distributed, and at accessible price and the inherent evolution of the extraction and beneficiation technologies towards the reduction of its aggressiveness against the environment.

The main idea related to the restructuring of Romanian coal industry issued from the new "Strategy of Romanian Coal Sector Development" is that the future development of the Romanian coal sector follows the resuscitation of overall activity in view to cover the internal demand of solid fuel in a perfect compatible way with the requirements of the European energy market.

The low technological level, the difficult and complex geological mining conditions, the oscillating shape of the demand curve and of the market price, the quasi permanent financial blocking imposes the restructuring of all components of the coal industry, i.e. technical, technological, managerial and financial ones.

All the delivered strategies consider the coal as an important and indispensable element of the energy strategy, at medium and long term, and place the technological issues of the restructuring process among the first ones.

In the coal industry restructuring, the synergic combination of technological, economical, environmental and social aspects is compulsory, deals with the main conceptual elements of the technological restructuring which the aim is the improvement of the technical and economical performances of the involved production systems.

The theoretical background of the technological systems modernizing is able to scientifically fundament the restructuring solutions in the case of coal mining production systems.

The main ways towards the technological restructuring of these systems were request to be treated in a different way the two representative issues, i.e. the technological systems for underground hard coal mining and the open pit lignite extraction.

For the first topic, a theoretical study of the underground longwall fully mechanized faces performance, in a multi-criterion approach can be an example of scientific approach, and the implementation of top coal caving fully mechanized technology can be a possible solution of technological restructuring.

For the second topic, the open pit lignite extraction technology, the methods to support the rehabilitation, reengineering and modernization of the assets and the open pit mine layout redesign are to be considered.

In this respect, studies were performed in order to delivery some models assisted by computer applications towards detailing several aspects of the optimization of technological processes from coal industry in view to improve their performance in the framework of technological restructuring process.

Starting from the idea, widely disputed in the literature that in the process industries and namely in the coal mining industry the production processes are characterized by an accentuated variability of outputs, an analysis of this phenomenon was performed using new analytical tools.

In this sense, a classification of the variability sources was realized, which were explicated using the probability distribution representation. Due to the randomness of the variability sources – the intrinsic process variability and the external factors induced variability – it was concluded that these phenomena can be described using the concepts of uncertainty theory. For this reason, using in a new context the concepts and relations issued from the process reliability theory, simulation models in conditions of uncertainty of continuous production systems used in coal industry can be delivered.

Another kind of models of simulation of production systems operation which is taking into account the statistical

distribution of the duration of operation with imposed succession and parallel deployment as in case of underground longwall faces in which the operation of the three main equipment is realized in partially superposed, can also be delivered.

In this kind of models inter-conditional dependence between different operations is modeled using graphs, and the critical path method, but taking into account the influence of the random character of the duration of each operation.

As results, having the panel width as independent variable, we obtain the working cycle duration which is the base for calculating other face performance metrics.

The face performance is influenced by a large variety of factors, having different nature, with inter-conditioned and even contradictory action, direct or indirectly affecting the result. In order to describe the influence of these factors on a significant performance metric, such as the face advance rate, multi-criterion analysis allows to establish the optimal advance rate in different conditions.

The use of such methods and models allows to establish the technical factors (e.g. the yield capacity of the cutting machine) geological mining ones (methane flow from the face) and economic ones (realizing a requested output) which are limiting upward or downward the face advance rate.

Defining and quantifying the technological aspects of the coal industry restructuring lead to the approach of the following elements :

- upgrading and/or renewing the asset inventory with correlated solving the related technological adaptation problems;
- adapting the equipment with the concrete geologic/mining conditions existing in each coalfield;
- reducing the downtimes of equipment by an appropriate maintenance policy;
- correlating the equipment in the production lines;
- adopting operative management measures;
- making the production lines flexible in view to adapt the production capacity to the variation of the demand fluctuations;
- managing the intrinsic variability of production process.

In a scientific approach, these issues can be solved when using up to date asset management and industrial engineering tools, such as:

Simulation models in conditions of uncertainty of the continuous production systems from coal industry, using in a new context the concepts of process reliability theory;

Simulation models of operation of production systems, which is taking into account the statistical distribution of the duration of operation with imposed succession and parallel deployment as in case of underground longwall faces in which the operation of the three main equipment is realized in partially superposed, imposed by the technology

Multi-criterion analysis based models which allows establishing the optimal advance rate in different conditions, such as the output reduction need by lack of demand or upstream downtime in order to ensure a hazardless low advance rate to avoid harmful effect of roof convergence on the support shields.

References: 1. Pavovlic, V. – *Continuous mining reliability and capacity*. Min.res.eng. vol 2, no 3, 1989. 2. Hackett, C, S. - *Environmental and Natural Resources Economics*, - Humboldt State University, 2003. 3. Fisher, C, A. - *Resources and Environmental Economics*, - Cambridge University Press, 1981. 4. Ilias, N., Andras, I., Gaf-Deac, I., Gruneantu, I., Ilias, L., Mihaileanu, A. – *Analiza corelatiei dintre consumul de produse minerale si dezvoltarea economica* – Buletinul AGIR, nr. 4, 2006. 5. Puchikov, L.A., - *Consumption of mineral products and macroeconomics: the strategic analysis*, - Gornai Jurnal, nr1/2006, Moscow. 6. Ilias, N., Gaf-Deac, I. I., Cioara, I., Capotescu, I. M., - *Opportunity costs in natural resources exploitation and valorization* – International Conference “Economic Growth in Conditions of Internationalization”, Chisinau, 2007.

Postupila v redakciju 15.05.2008

С. М. Братан, д-р техн. наук, Ю. К. Новоселов, д-р техн. наук,
Н. А. Минаев, Севастополь, Украина

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОГО ШЛИФОВАНИЯ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ПРЕЦИЗИОННЫХ ДЕТАЛЕЙ ПРИБОРОВ

The article is devoted development of mathematical model of process of the electrochemical polishing for to high exactness treatment of non-rigid details, workings at the variable sign loading, in the devices of fine mechanics. The results of researches are in-process presented as evaluated by the capacity of wares, treated this method of polishing.

Введение

Одной из основных задач машиностроения является повышение производительности технологических процессов на основе комплексной автоматизации, создания автоматизированных производств и программно-управляемого оборудования. Особенно актуальна эта задача при производстве прецизионных приборов точной механики, например таких, как акселерометры. Требование повышения производительности при обработке деталей таких приборов сочетается с требованием повышения качества обработки поверхностей. Одновременное достижение этих показателей может быть обеспечено только за счет применения новых прогрессивных методов обработки и оптимального управления технологическими операциями[1].

В качестве иллюстрации рассмотрим технические требования и возможность реализации этих направлений на примере обработки маятников акселерометров, представляющих собой конструкцию, выполненную в виде плоского тела сложной конфигурации с фасонными поверхностями, изготовленными по 5 -6 квалитетам, с шероховатостью поверхности $Ra=0,16 - 0,8$ мкм.

Пример такой конструкции приведен на рис. 1(а,б,в). Традиционно для обработки деталей данного класса использовались методы абразивно-алмазной обработки [2]. Обработка шлифованием маятников акселерометра ДА-9 сопровождается большим количеством доводочных операций, требует высокого индивидуального мастерства рабочего. При этом стабильность качества готовых деталей составляет 13 - 15% от общего количества обработанных изделий при трудоемкости операций 1-3 часа на одну деталь.

Анализ литературных данных [3,5] позволяет сделать заключение, что одним из основных направлений создания управляемого процесса обработки является комбинированное шлифование в пассивирующих средах. При этом совмещение процессов существенно повышает возможности управления операцией, так как увеличивается число управляющих воздействий и подбираемых входных переменных.

Данный способ формообразования обеспечивает высокую точность обработки (5 - 6 квалитет) и низкую шероховатость поверхности ($Ra=0,16$ мкм), лишен большинства недостатков, присущих остальным методам финишной обработки, и является наиболее эффективным для формообразования прецизионных поверхностей.

Однако дальнейшее расширение сфер использования метода сдерживается отсутствием физических адекватных математических моделей данного процесса.

Поэтому целью данной работы является разработка математических моделей съема припуска на операциях комбинированного шлифования в пассивирующих средах.

Сложность выработки стратегии рационального управления заключается в сложности самих физических процессов образования поверхностей, связанных с большим числом технологических факторов, с помощью которых можно изменять параметры этого процесса.

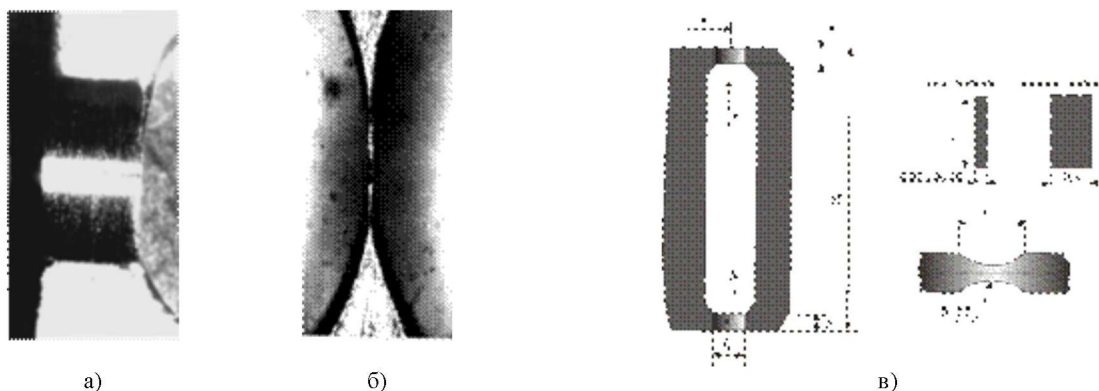


Рис. 1. Пример обрабатываемых поверхностей.

Основное содержание работы

Для получения математической модели, позволяющей рассчитывать съем материала при анодно-механическом шлифовании, рассмотрим процесс взаимодействия абразивного инструмента с заготовкой на микроуровне при взаимодействии электрического поля на обрабатываемую поверхность с образованием на ней пассивирующих пленок. При анализе учитываем шероховатость поверхности, сформированной на предыдущих рабочих проходах.

При комбинированном шлифовании съем материала может протекать за счет анодного растворения обрабатываемого металла $Q_{эл}$, микрорезания поверхности заготовки зернами инструмента $Q_{мех}$, удаление металла

электрической эрозией $Q_{ЭР}$, комбинации этих процессов.

$$Q_{\Sigma} = Q_{ЭХ} + Q_{МЕХ} + Q_{ЭР}$$

Известно, что процесс анодного растворения металлов при анодно-механическом шлифовании носит дискретный характер в каждой локальной области поверхности анода. Вследствие этого использования импульсного напряжения не улучшает показатели обработки по сравнению с использованием технологического напряжения [3]. Таким образом, при дальнейшем анализе процесса будем рассматривать воздействие постоянного тока на поверхности заготовки.

Допустим, что реальный процесс анодно-механического шлифования протекает при условиях, когда:

1. Отсутствуют электрические дуговые разряды между электродами и, соответственно, электроэрозионная компонента съема $Q_{ЭР}$.

2. Обмен электролита в реакционной зоне достаточно обильный и процесс анодного растворения не лимитируется актом отвода продуктов реакции от поверхности анода.

Учитывая конструктивные особенности объекта исследования, остановимся на схеме врезного шлифования. Особенность этой системы заключается в том, что обрабатываемая поверхность может контактировать с кругом непрерывно. Известно, что при воздействии электрического поля в пассивирующих средах, таких как жидкое стекло, водные растворы солей NaNO_3 , Na_2SO_4 и т. д., на поверхности заготовки (анода) происходит образование нерастворимых, высокоомных пассивирующих пленок у значительной группы металлов и сплавов, например, у сталей, бериллиевых бронз, латуней, титана и др., что приводит к снижению (торможению) скорости анодного растворения металла от максимального значения до нуля. С наступлением полной пассивации при как называемом потенциале Фладе анодное растворение металла полностью прекращается [3].

Скорость анодного растворения металла в пассивирующих средах экспоненциально зависит от времени обработки (см. рис. 2) и определяется выражением:

$$Q(\tau) = c \times e^{-\alpha(t-\tau)}, \quad (1)$$

где c - мгновенная линейная скорость анодного растворения металла, t - данный момент времени, τ - время активации поверхности заготовки, α - коэффициент пассивации.

Помножив выражение (1) на S_n и Δt , получим съем, вызванный анодным растворением металла на элементарной площадке:

$$\Delta Q_{(t)} = Q(\tau) \cdot S_n = S_n \cdot c \cdot \Delta t \cdot \exp[-\alpha(t-\tau)],$$

где S_n - площадь элементарной площадки.

В свою очередь, локальная линейная скорость анодного растворенного металла может быть вычислена по зависимости [3]

$$c = \varepsilon_{\Sigma} \times i \times \eta,$$

$$\varepsilon_{\Sigma} = \frac{100}{\sum \frac{c_j}{\varepsilon_j}}$$

где ε_j - линейный электрохимический эквивалент сплава, c_j - процентное содержание отдельного компонента в сплаве, ε_j - электрохимический эквивалент компонента, i - плотность тока, η - выход по току.

При анодно-механическом шлифовании пассивация сопровождается абразивным воздействием инструмента. В результате срезания элементарной площадки ΔN абразивным зерном происходит локальная активация анодной поверхности, то есть после прохождения абразивного зерна на элементарной площадке анода возникает активная зона, в результате чего происходит уменьшение поляризации и перераспределение падения напряжения между при анодной областью и слоем электролита. Сдвиг потенциала в отрицательную сторону активизирует процесс растворения металла, однако затрудняет протекание на аноде других процессов, требующих больших значений поляризации.

Это выражается в локальном увеличении выхода по току η .

Время активного растворения составляет величину порядка нескольких мкс. и зависит от состава электролита и материала обрабатываемой детали.

Плотность тока в активной зоне (где срезана площадка) возрастает, в пассивной (где площадка не удалена) падает в результате перераспределения эквипотенциальных и силовых линий электрического поля (см. рис. 3), происходящего из-за различия при анодных потенциалов в зонах. При этом уменьшаются различные побочные реакции в пассивной зоне.

Поэтому даже при применении пассивирующих электролитов суммарный выход по току близок к единице.

По этой же причине с ростом напряжения на электродах увеличивается выход по току [3].

Данные закономерности подтверждаются экспериментально при обработке бериллиевых бронз (см. рис. 4).

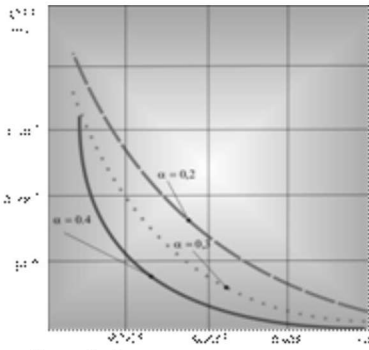


Рис. 2. Зависимость скорости анодного растворения от времени обработки в пассивирующих средах

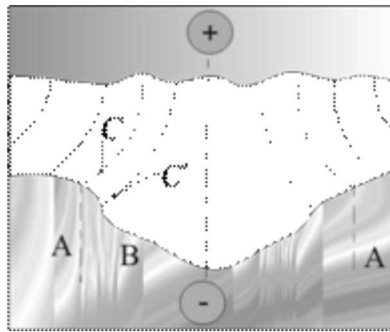


Рис. 3. Распределение силовых линий A – активная зона анодного растворения; B – пассивная зона анодного растворения; C – силовые линии в активной зоне; C' – силовые линии в пассивной зоне

Считая, что $\eta \rightarrow 1$ выражение для расчета мгновенной линейной скорости анодного растворения металла запишется $c = \varepsilon z^j$. Допустим, что реальный процесс согласуется с законом Ома, тогда ток в цепи электролита вычисляется по известной зависимости:

$$I = \frac{z \times u}{\delta} = \frac{u}{R_1}$$

где u – падение напряжения в цепи, R_1 – сопротивление межэлектродного зазора, δ – межэлектродный зазор, z – электропроводность электролита.

В исследованиях [3], по $x = \frac{R \cdot T_2 \cdot z_1 \cdot D}{2 F_\phi \cdot V \cdot \rho_2^2}$ получено выражение для определения электропроводности с учетом газовыделения:

$$z = z_1 \exp\left[-\frac{R \cdot T_2 \cdot z_1 \cdot D}{2 F_\phi \cdot V \cdot \rho_2^2}\right]$$

где R – универсальная газовая постоянная, T_2 – температура электролита, D – коэффициент, учитывающий давление водорода в газовых пузырьках, F_ϕ – константа Фарадея, ρ_2 – плотность газа, z_1 – удельная электропроводность электролита.

На основании вышеизложенного выражение для расчета съема металла, вызванного анодным растворением на элементарной площадке, запишется:

$$\Delta Q(\tau') = \frac{\varepsilon z \cdot u \cdot z_1 \cdot S_n \cdot \Delta t}{\delta} \exp[-x - \alpha(t - \tau)]$$

где $\Delta Q(\tau')$ – скорость растворения металла на элементарной площадке.

При прохождении абразивных зерен через уровень на обрабатываемой поверхности образуются элементарные площадки. если известно число площадок DN , возникающих в любой момент времени, то можно вычислить

$$\Delta Q_{\Sigma} = [\Delta Q(\tau') \cdot S_n \cdot \Delta N(\tau)] \cdot \Delta t \quad (2)$$

где ΔN – число площадок, Δt – приращение времени.

Единственной неизвестной величиной в уравнении (2) является ΔN – число площадок, возникающих в любой момент времени.

Для получения зависимости, позволяющей рассчитывать количество площадок, возникающих в любой заданный момент времени t , рассмотрим рис.5.

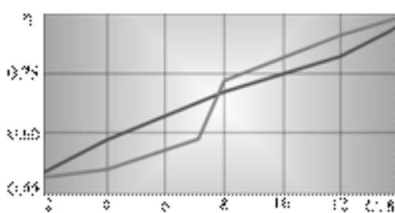


Рис. 4. Зависимость выхода по току от напряжения на электродах U для деталей из бериллиевой бронзы и стали 30XN2MФА (без учета абразивного воздействия)

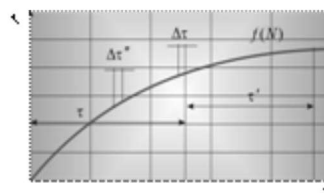


Рис. 5. Схема к расчету электрохимического съема металла с учетом обновления поверхности в результате абразивного воздействия.

Пусть в момент времени t_1 через рассматриваемый уровень заготовки начинают проходить вершины наиболее выступающих абразивных зерен.

В случае контактирования абразивных зерен с металлом на его поверхности появляются элементарные площадки. Однако вследствие наложения единичных срезов друг на друга у значительной части зерен контакт с материалом будет неполным. Он распространится не на всю ширину абразивного зерна. Другая часть абразивных зерен вообще попадает в единичные риски. В этом случае площадки не образуются.

Число зерен, контактирующих с материалом, пропорционально вероятности его не удаления, то есть на основе анализа вероятности контакта вершин зерен с материалом может быть вычислено количество площадок, образовавшихся в момент времени t . Вероятность появления площадки равна вероятности события, заключающегося в том, что точка профиля зерна пройдет через металл. Если, например, за время Δt через уровень Δu , расположенный в пределах $u = 0$ до $u = t_{\phi}$ пройдет $\Delta \lambda$ зерен, то число появляющихся площадок будет равно:

$$P_N = \Delta \lambda \cdot P(\bar{M}),$$

где $P(\bar{M})$ - вероятность не удаления материала в момент времени t на уровне W

Однако часть площадок, образовавшихся в момент времени t , попадает с учетом перекрытия в зону действия одного из зерен и может быть срезана в любой момент времени

$$\tau' = t - \tau,$$

где t - данный момент времени, τ' - время существования площадки.

Очевидно, для того чтобы определить число площадок в любой момент времени t , нужно домножить вероятность появления площадки P_N на вероятность события, заключающегося в том, что площадка, образовавшаяся за время $\Delta \tau$ на уровне W , не будет срезана.

$$\Delta N(\tau') = \Delta \lambda \cdot P(\bar{M}) \cdot P_N(\bar{M}), \quad (3)$$

где $P_N(\bar{M})$ - вероятность того, что площадка, образовавшаяся за время $\Delta \tau$ на уровне W , не будет срезана.

Число зерен, прошедших через сечение W за период $\Delta \tau$, вычисляется по плотности распределения

$$\Delta \lambda_{\Sigma} = V_k \cdot n_3 \cdot f(u) \cdot \Delta u \cdot \Delta \tau,$$

где n_3 - количество зерен в единице объема рабочего слоя инструмента, u - расстояние от условной наружной поверхности инструмента до вершины зерна, V_k - окружная скорость инструмента.

Аппроксимируя функцию распределения количества рабочих зерен инструмента $f(u)$ степенной зависимостью

вида $\frac{x}{H_u^x} u^{x-1}$, получим:

$$\Delta \lambda = \left[V_k \cdot n_3 \int_0^W \frac{x}{H_u^x} u^{x-1} du \right] \Delta \tau, \quad (4)$$

где H_u - величина слоя рабочей поверхности круга по глубине, в пределах которой подсчитывается число абразивных зерен n_3 , x - показатель степени.

После интегрирования по u зависимость (4) примет вид:

$$\Delta \lambda = \frac{V_k \cdot n_3 \cdot W^x}{H_u^x} \cdot \Delta \tau. \quad (5)$$

Вероятность не удаления материала в момент времени τ на уровне W определяется зависимостью:

$$P(\bar{M}) = \exp[-a(y; \tau)], \quad (6)$$

где $a(y; \tau)$ - сумма поперечных сечений зерен на уровне W за время от t_1 до τ определяется выражением:

$$a(y; \tau) = k_c \cdot b_3(y) \cdot \lambda,$$

где k_c - коэффициент стружкообразования, λ - число зерен, прошедших через единичное сечение,

$$b_3(y) = \frac{\bar{b}_{31} + \bar{b}_{32} + \dots + \bar{b}_{3n}}{n}$$

- ширина профилей абразивных зерен.

При аппроксимации профиля зерна степенной зависимостью (в простейшем случае параболоидом вращения)

$$\bar{b}_3(y) = c_b \left[t_{\phi} - y - u \right]^m,$$

где c_b , m - коэффициенты формы зерна, y - расстояние от наружной поверхности заготовки до рассматриваемого уровня.

За время $\Delta \tau'$ через поверхность заготовки проходит участок с длиной дуги $V_k \cdot \Delta \tau'$.

Из общего числа зерен, прошедших через сечение, ширину профиля $\bar{b}_3(y)$ будут иметь зерна, вершины которых

расположены в слое круга $1 \cdot \Delta u \cdot V_k \cdot \Delta \tau''$. Число таких вершин вычисляется по плотности распределения $f(u)$.

$$\Delta \lambda = n_3 \cdot V_k \cdot f(u) \cdot \Delta u \cdot \Delta \tau''$$

После выполнения соответствующих подстановок получим выражение для расчета $\Delta a(y; \tau)$:

$$\Delta a(y; \tau) = k_c \cdot n_3 \cdot V_k \cdot C_b [t_\phi - y - u]^m \cdot f(u) \cdot \Delta u \cdot \Delta \tau''$$

При установившемся процессе анодно-механического шлифования размер детали изменяется непрерывно и пропорционально времени обработки. Для участка поверхности, расположенной на расстоянии y от базовой плоскости, материал начинает удаляться в момент времени t_ϕ , когда вершины наиболее выступающих зерен начинают проходить через рассматриваемый уровень. Материал полностью удалится после выхода зерна из зоны контакта.

Переходя от дискретной модели к непрерывной, получим интегральное уравнение, определяющее изменение параметра вероятности в зоне контакта детали с кругом в момент времени τ на уровне W :

$$a(y; \tau) = n_3 \cdot V_k \cdot k_c \int_0^\tau \int_0^{S_y \cdot \tau'} b_3 \cdot f(u) \cdot du \cdot d\tau''$$

Аппроксимируя функцию распределения $f(u)$ степенной зависимостью, после интегрирования по u и τ получим:

$$a(y; \tau) = \frac{x \cdot k_c \cdot C_b \cdot \Gamma(m+1) \cdot \Gamma(x) \cdot n_3 \cdot V_k \cdot [S_y (\tau - t_0)]^{x+m+1}}{H_u^x \cdot (m+x+1) \cdot \Gamma(x+m+1) \cdot S_y}$$

где $\Gamma(m+1); \Gamma(x); \Gamma(x+m+1)$ - значения Γ -функций; S_y - скорость движения рабочей поверхности инструмента в материале заготовки в направлении подачи.

Обозначим:

$$A = \frac{x \cdot k_c \cdot C_b \cdot \Gamma(m+1) \cdot \Gamma(x) \cdot n_3 \cdot V_k}{H_u^x \cdot (x+m+1) \cdot \Gamma(x+m+1)}, \quad Q = AS_y^{x+m}$$

Учитывая, что t_ϕ - момент прохождения через уровень первого зерна, формула для расчета $a(y; \tau)$ примет вид:

$$a(y; \tau) = A \cdot S_y^{x+m} \cdot \tau^{x+m+1} \quad (7)$$

Подставив (7) в (6), получим выражение для расчета вероятности неудаления материала в момент времени t на уровне W .

$$P(\bar{M}) = \exp[-Q \tau^{x+m+1}] \quad (8)$$

Вероятность $P_M(\bar{M})$ того, что площадка, образовавшаяся на уровне W за время $\Delta \tau$, не будет срезана за время τ' , можно вычислить:

$$P_M(\bar{M}) = \exp[-a(\tau')] = \exp[-a(t) - a(\tau)] \quad (9)$$

Выполнив аналогичные преобразования, получим интегральное уравнение, определяющее изменение суммы поперечных сечений зерен на уровне W за время τ' ,

$$a(t) = \int_0^{S_y \tau'} \int_0^\tau b_3 \cdot f(u) \cdot d\tau'' \quad a(\tau) = \int_0^\tau \int_0^\tau b_3 \cdot f(u) \cdot d\tau'' \quad (10)$$

Используя для аппроксимации профилей абразивных зерен и функции распределения степенные зависимости, после интегрирования (10) получим:

$$a(t) = \frac{x \cdot k_c \cdot C_b \cdot \Gamma(m+1) \cdot \Gamma(x) \cdot n_3 \cdot V_k \cdot [S_y \cdot \tau]^{x+m+1}}{H_u^x \cdot (x+m+1) \cdot \Gamma(x+m+1) \cdot S_y}, \quad a(\tau) = \frac{x \cdot k_c \cdot C_b \cdot \Gamma(m+1) \cdot \Gamma(x) \cdot n_3 \cdot V_k \cdot [S_y \cdot \tau]^{x+m+1}}{H_u^x \cdot (x+m+1) \cdot \Gamma(x+m+1) \cdot S_y}$$

Обозначив через

$$Q = \frac{x \cdot k_c \cdot C_b \cdot \Gamma(m+1) \cdot \Gamma(x) \cdot n_3 \cdot V_k \cdot S_y^{x+m+1}}{H_u^x \cdot (x+m+1) \cdot \Gamma(x+m+1) \cdot S_y}$$

получим уравнение для расчета показателя $a(\tau')$:

$$a(\tau') = a(t) - a(\tau) = Q \cdot t^{x+m+1} - Q \cdot \tau^{x+m+1} \quad (11)$$

После подстановки (11) в (9) выражение для расчета вероятности не срезания за время τ' площадки, образовавшейся за период $\Delta \tau$ на уровне W , примет вид:

$$P_M(\bar{M}) = \exp[-Q \cdot (t^{x+m+1} - \tau^{x+m+1})] \quad (12)$$

Подставив (5), (8), (12) в (3), примем:

$$\Delta N(\tau') = \frac{V_k \cdot n_1 \cdot (S_y \cdot \tau)^x}{H_n^x} \Delta \tau \cdot \exp[-\Theta \cdot \tau^{x+m+1}] \cdot \exp[-\Theta \cdot (\tau^{x+m+1} - \tau'^{x+m+1})]$$

$$\frac{V_k n_1 S_y^x}{H_n^x} = G, \quad x+m+1 = K$$

Тогда уравнение для расчета $\Delta N(\tau')$, с учетом обозначений, приведенных выше, запишется:

$$\Delta N(\tau') = G \cdot \tau^x \Delta \tau \cdot \exp(-\Theta \cdot \tau^K) \quad (13)$$

После подстановки (1) и (13) в (2) зависимость для расчета приращения электрохимического съема металла с учетом обновления поверхности за счет абразивного воздействия запишется:

$$\Delta Q_{zx} = S_n \cdot \Delta t \cdot c \cdot \exp(-\alpha(t-\tau)) \cdot G \cdot \tau^x \Delta \tau \cdot \exp(-\Theta \cdot \tau^K)$$

Обозначим $S_n \cdot \Delta t \cdot c \cdot G = L$, тогда

$$\Delta Q_{zx} = L \cdot \tau^x \cdot \exp(-\alpha(t-\tau)) \cdot \exp(-\Theta \cdot \tau^K) \cdot \Delta \tau = L \cdot \tau^x \cdot \exp(-\alpha t + \alpha \tau - \Theta \cdot \tau^K) \cdot \Delta \tau \quad (14)$$

После интегрирования по τ выражения (14) получим интегральное уравнение, описывающее электрохимический съем металла с учетом обновления поверхности за счет абразивного воздействия.

$$Q_{zx} = L \cdot \int_0^t \tau^x \exp(\alpha \tau - \alpha t - \Theta \tau^K) \cdot d\tau \quad (15)$$

Дальнейшее интегрирование возможно только при известных значениях показателей x и K .

При $x=1.5, K=3$ выражение (15) примет вид:

$$Q_{zx} = L \int_0^t \tau^{1.5} e^{-\alpha t + \alpha \tau - \Theta \tau^3} d\tau, \quad Q_{zx} = L \int_0^t \tau^{1.5} \exp(\alpha \tau - \alpha t - \Theta \tau^3) \cdot d\tau \quad (16)$$

Уравнение (16) позволяет рассчитывать электрохимический съем материала с учетом обновления поверхности заготовки за счет абразивного воздействия в любой точке зоны контакта детали с кругом и проследить закономерности срезания площадок единичными абразивными зёрнами.

Пример:

Рассчитать Q_{zx} при шлифовании деталей из меди.

Режим шлифования:

Окружная скорость инструмента $V_k = 5 \text{ м/с}$; скорость движения инструмента в направлении подачи $S_y = 10^{-1} \text{ м/с}$; плотность тока $i = 10 \text{ А/см}^2$, $K_C = 0.9$, $\rho_n = 21 \times 10^{-1} \text{ м}$, $n_1 = 5,2 \times 10^1 \text{ 1/м}^2$ для кругов зернистостью 250 мкм., электрохимический эквивалент меди $\epsilon_k = 0,021 \text{ мм/А} \cdot \text{мин}$. Расчет выполним при $H_n = 10,87 \times 10^{-1} \text{ м}$, $\Delta \tau = 1 \text{ с}$, $a = 0,8$, $t = 1 \text{ с}$.

Вычислим интеграл численным интегрированием, интервал поиска [0;3].

Данные расчета (см. рис. 6) показывают, что при прохождении поверхности зоны контакта круга с деталью скорость съема металла увеличивается в пределах фактической глубины резания до некоторого уровня; достигает максимума, а затем уменьшается по мере приближения к уровню, соответствующему t_ϕ ; приближается к нулю. На основании данного расчета можно предположить, что при первом касании заготовки с кругом (в момент времени t_0) материал начинает удаляться. При этом число режущих кромок, вступающих в работу, будет больше числа образовавшихся площадок.

Вследствие этого число образовавшихся площадок первоначально будет увеличиваться. После некоторого числа касаний круга с деталью число режущих кромок круга, вступающих в работу, будет уравниваться числом образованных элементарных площадок, а затем становиться меньше.

Таким образом, число образующихся элементарных площадок на поверхности заготовки будет достигать максимума, а затем уменьшаться и на глубине $\geq t_\phi$ число этих площадок будет стремиться к нулю.

На электрохимический съем металла, с учетом обновления поверхности в результате абразивного воздействия, оказывают влияние все режимы шлифования. С их изменением изменяется наклон возрастающей и ниспадающей ветвей кривой, протяженность и положение максимума (см. рис. 7). При увеличении скорости круга, степени пассивации заготовки, снижении максимальной глубины резания уменьшается протяженность кривых, максимум кривых смещается в сторону меньших значений W .

При $\alpha = 0$, то есть когда отсутствует пассивация, электрохимический съем металла Q_{zx} принимает максимальное значение для заданных режимов шлифования.

$$Q_{zx} = L \int_0^t \tau^{1.5} e^{-\Theta \tau^3} d\tau$$

Полученные данные показывают, что на процесс съема металла существенное влияние оказывает пассивация, имеющая место при анодно-механическом шлифовании. С повышением (пассивирующей способности электролита) пассивации уменьшается скорость электрохимического съема, повышается точность обработки. При отсутствии пассивации приводит к растравливанию поверхности заготовки по границам зерен. Для упрощения вычислений

параметра $Q_{\text{м}}$ введем показатель K_M , учитывающий влияние пассивации на электрохимический сьем металла с учетом обновления поверхности за счет абразивного воздействия.

$$K_M = \int_0^t \tau^{1-\alpha} \exp(-\alpha \cdot t + \alpha \cdot \tau - \Theta \cdot t^3) d\tau / \int_0^t \tau^{1-\alpha} \exp(-\Theta \cdot t^3) d\tau$$

Тогда выражение, описывающее скорость электрохимического съема материала с учетом обновления поверхности абразивным воздействием, примет вид:

$$Q_{\text{ЭХ}} = \frac{\varepsilon_{\text{Э}} \cdot i \cdot \eta \cdot K_M}{6 \cdot 10^{-3}} = B \cdot K_M \quad (17)$$

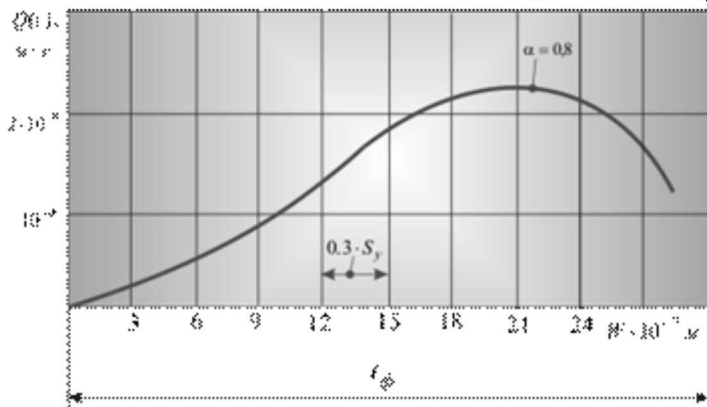


Рис. 6. Зависимость скорости съема металла $Q_{\text{ЭХ}}$ на уровнях зоны контакта в пределах фактической глубины резания

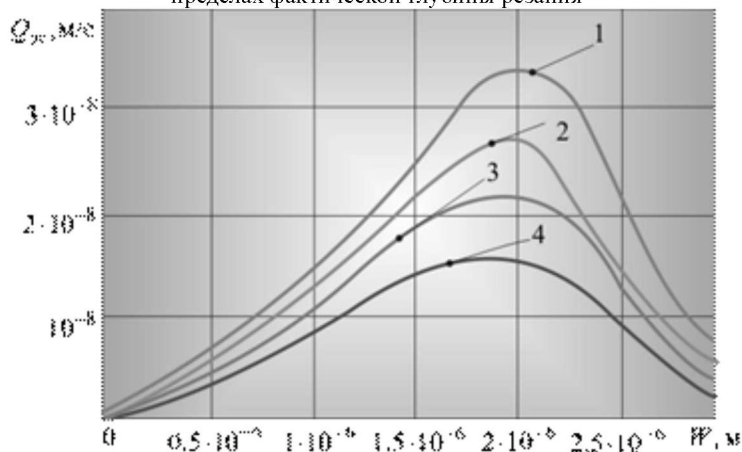


Рис. 7. Зависимость скорости съема металла $Q_{\text{ЭХ}}$ от параметров режима.

1- $\alpha = 0.1$, $V_{\text{м}} = 1 \text{ м/с}$; 2- $\alpha = 0.4$, $V_{\text{м}} = 1 \text{ м/с}$; 3- $\alpha = 0.8$, $V_{\text{м}} = 0.8 \text{ м/с}$; 4- $\alpha = 1.2$, $V_{\text{м}} = 0.5 \text{ м/с}$

Вычисление скорости съема материала за счет механического резания возможно на основании определения смещения уровня равной вероятности удаления металла до и после контакта участка поверхности заготовки с инструментом [4].

Для случая врезного шлифования зависимость имеет вид:

$$P(M) = 1 - \exp \left[\frac{\pi \cdot k_c \cdot \sqrt{2} \cdot R_2 \cdot n_1 \cdot V_k \cdot S_{\text{Ф}}^2 \cdot t^3}{8 \cdot H_{\text{м}}^{1.5}} \right], \quad (18)$$

где R_2 – радиус округления вершины зерна.

То есть скорость съема материала за счет механического резания численно равна скорости движения рабочей поверхности инструмента в материале заготовки в направлении подачи. После несложных преобразований зависимости (18) получим выражение, позволяющее рассчитывать сьем материала за счет механического резания.

$$Q_{\text{мех}} = \frac{\pi \cdot k_c \cdot n_1 \cdot V_k \cdot t_{\text{Ф}}^1 \cdot \sqrt{2} \cdot R_2}{25,296 \cdot H_{\text{м}}^{1.5}} \quad (19)$$

$$A = \frac{\pi \cdot k_c \cdot n_1 \cdot V_k \cdot \sqrt{2} \cdot R_2}{25,296 \cdot H_{\text{м}}^{1.5}}$$

Обозначим

Суммируя выражения (17), (19) получим уравнение для расчета суммарной скорости съема материала при врезном анодно-механическом шлифовании:

$$Q_{\text{с}} = Bk_{\text{м}} + At_{\text{Ф}}^1 \quad (20)$$

Анализ уравнения (20) показывает, что в сравнении с обычной абразивной обработкой комбинированное шлифование позволяет увеличить производительность обработки на величину скорости электрохимического съема с учетом абразивного воздействия.

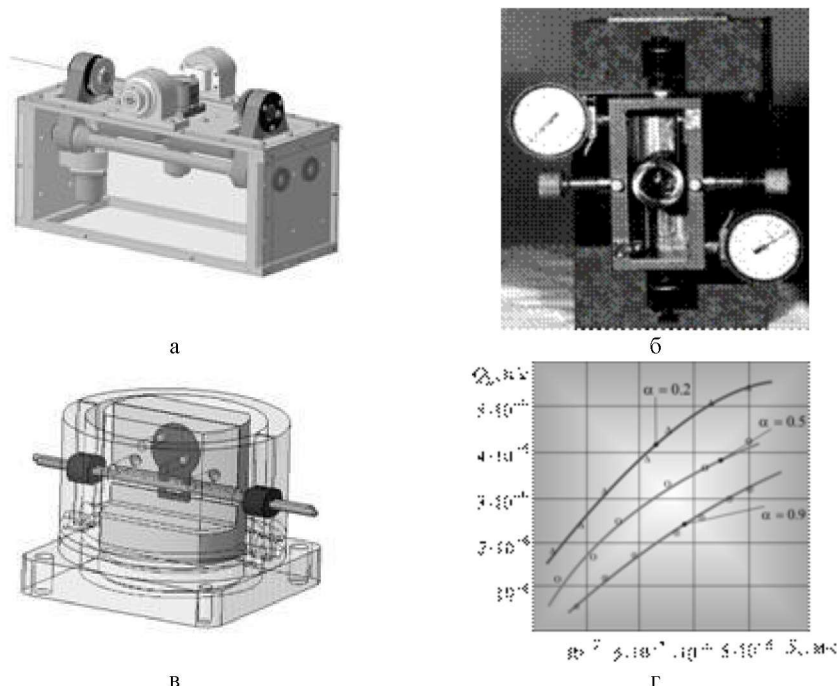


Рис. 8. Зависимость скорости съема материала $Q_{н}, м/с$ от степени пассивации среды α и подачи инструмента $S_{г}, м/с$ при $I = 5 А/см^2$, $V_{н} = 0.5 м/с$,
 $\Delta \circ \otimes$ – экспериментальные данные

Проверку адекватности полученных математических моделей реальному процессу производили сопоставлением расчетных и экспериментальных данных на специально разработанном оборудовании (см. рис. 8 а,б,в). Съем материала определяли с помощью микроскопа БИМ-5 как среднее значение разности диаметра и удвоенной глубины лунки h после обработки, измеренных в двух взаимно перпендикулярных направлениях. Погрешность измерения составляет ± 0.0005 мм. Относительная погрешность расчетных и экспериментальных данных не превышает 15%, что указывает на достаточную степень адекватности разработанных моделей реальному процессу.

Для выявления работоспособности изделий после электрохимического шлифования их сравнивали с образцами, обработанными механическим шлифованием, - наиболее распространенным методом окончательной обработки деталей приборов. С этой целью была спроектирована и изготовлена специальная установка (низкочастотный релаксатор), общий вид которого приведен на рисунке 9.

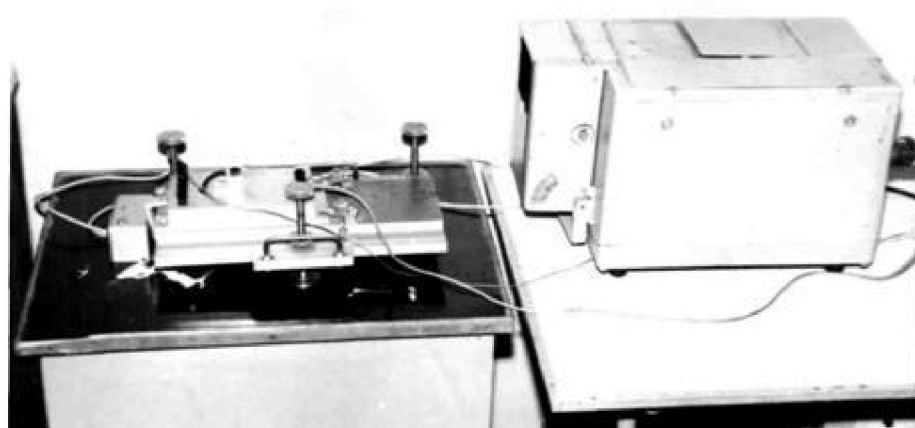


Рис. 9. Низкочастотный релаксатор

При сравнительных испытаниях были использованы маятники акселерометра ДА-9 из БрБ2 и стали 36ХНЮ-ВИ с одинаковой шероховатостью поверхности $Ra=0.16$.

Работоспособность деталей определяли через их долговечность. Долговечность рассматривали как результат действия случайных факторов, т. е. как случайную величину. За случайную величину принимали число циклов до

разрушения D.

Для проверки этого были испытаны по две партии образцов из бериллиевой бронзы БрБ2 и стали 36ХНЮ-ВИ, обработанные шлифованием на следующих режимах:

1- партия - $U = 3 \text{ в}$, $S_y = 5 \cdot 10^{-1} \text{ м/с}$, $V_k = 1,5 \text{ м/с}$, (согласно рентгенографическим исследованиям при данном режиме в поверхностном слое деталей формируются сжимающие остаточные напряжения) [5]; 2 - партия $U = 3 \text{ в}$, $S_y = 10^{-1} \text{ м/с}$, $V_k = 1,5 \text{ м/с}$ (когда в поверхностном слое деталей остаточные напряжения незначительны) [5]; 3- партия образцов была получена механическим шлифованием данных материалов: $U = 0 \text{ в}$, $S_y = 3 \cdot 10^{-1} \text{ м/с}$, $V_k = 1,5 \text{ м/с}$ [5].

Образцы подвергли циклической нагрузке до разрушения

По данным испытаний построили законы распределения образцов (рис. 10).

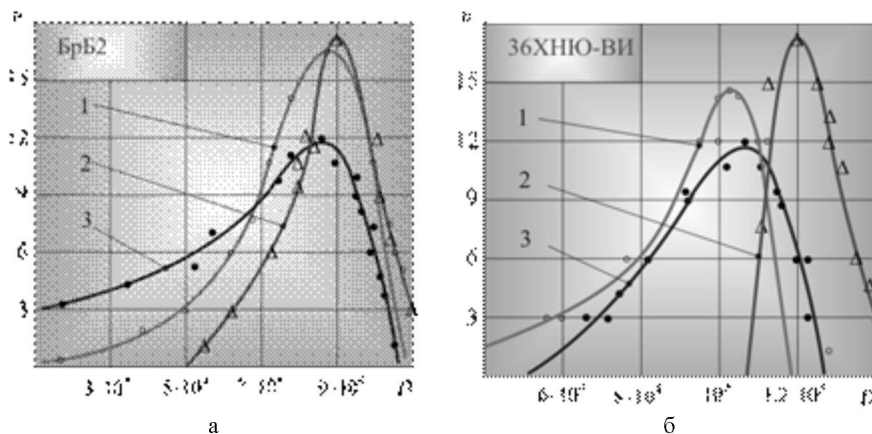


Рис. 10. Законы распределения образцов из БрБ2 (а), стали 36ХНЮФ-ВИ (б)

Анализ рисунка 10 показывает, что стабильность характеристики D для образцов, обработанных электрохимическим шлифованием, значительно выше стабильности характеристики D образцов, обработанных механическим шлифованием. Причем стабильность данной характеристики выше у изделий, не имеющих в поверхностном слое остаточных напряжений.

Таким образом, применение электрохимического шлифования при обработке деталей приборов способствует значительному повышению их долговечности.

Выводы

1. Проведенные качественные и количественные оценки свидетельствуют об адекватности математических моделей. Отклонения экспериментальных значений от расчетных составили 5 – 10%, что позволяет использовать данные модели для управления показателями процессов в широком диапазоне варьирования при шлифовании различных материалов.

2. Электрохимическое шлифование позволяет повысить работоспособность деталей, работающих при знакопеременных нагрузках, в сравнении с механическим шлифованием. Причем значения гарантированной долговечности выше у изделий, имеющих в поверхностном слое сжимающие остаточные напряжения.

3. Исследование операций электрохимического шлифования показывает [5], что в начальный момент времени работы инструмента после правки при правильном подборе его характеристики, режимов обработки, оптимальном построении цикла шлифования, как правило, обеспечиваются заданные параметры точности и шероховатости поверхности детали.

В результате износа инструмента зерна на его поверхности затупляются, на вершинах появляются площадки, которые прогрессируют. Это оказывает влияние на качество обрабатываемой поверхности. Вышеуказанные явления необходимо учитывать при разработке математических моделей процесса. Сформулированная задача представляет собой перспективы дальнейших разработок в данном направлении.

Список литературы: 1. Абразивная и алмазная обработка материалов. Справочник / Под ред. А.Н. Резникова. - М.: Машиностроение, 1977.—390 с. 2. Якимов А.В. Оптимизация процесса шлифования/ А.В. Якимов. - М.: Машиностроение, 1975.—176с. 3. Подураев В.Н. Автоматически регулируемые и комбинированные процессы резания/ В.Н. Подураев. - М.: Машиностроение, 1977, 304 с. 4. Новоселов Ю.К. Динамика формообразования поверхностей при абразивной обработке/ Ю.К. Новоселов. - Саратов: Изд-во Сарат. ун-та, 1979. - 232 с 5. Братан С.М. Технологічні основи забезпечення якості і підвищення стабільності високопродуктивного чистового тонкого шліфування: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.02.08 «Технологія машинобудування»/ С.М. Братан. - Одеса, 2006. - 35 с.

Поступила в редколлегию 15.03.09

DETERMINATION OF THE LIFETIME OF ROPES USED IN MINING INDUSTRY BY STATISTICAL METHODS

Statistics made on the basis of the operation of a cable mining extraction

Analysis of rope breaking situations under normal operation conditions proved that the material fatigue is the most important factor. The method of specific mechanical work, which consists in comparing the performance aspects of different types of ropes to compare the mechanical work consumed, related to 1 kg of its own weight, taking into account the elapsed working time of the rope.

This criterion is not relevant, because one do not take into account the intensity of transport in the shaft, which is still a significant factor in rope fatigue and wear.

The method critical speed of growing number of broken wires, consist in the determination of a parameter which is particularly important for the assessment of the operation lifetime of the rope, the so called critical speed of growth of the number of broken wires. The practice has proved that the number of broken wires in the external layers, due to the fatigue, increases with the operating time is given by a relationship of the form:

$$n = B \cdot t^a \quad (1)$$

The speed of growth of the number of broken wires is defined by relationships:

$$v = \frac{dn}{dt} = a \cdot B \cdot t^{a-1} \quad (2)$$

where $a > 1$

The speed of growth in the number of broken wires in outer layer is not an index of fatigue comparable for all the ropes, because at the same degree of fatigue, the number of broken wires depends on the length of cable span considered, on the step of wiring, the number of cable wires in the outer layer.

For these reasons, the comparable number of broken wires defined by the relationship:

$$n_k = \frac{n}{i_p \cdot s_e} \quad (3)$$

where:

n_k - comparable number of broken wires, for all ropes, related to one wiring step and a wire from outer layer;

s_e - the number of wires in the outer layer;

n - the number of broken wires from outer layer;

i_p - the number of wiring steps on the trial span of the rope given by the relationship:

$$i_p = \frac{l_p}{p} \quad (4)$$

where:

l_p - is the length of the span the most charged

p - is the step of wiring $p = (7.5 - 8) d$

d - the rope diameter

It may noticed that:

$$n_k = \frac{p}{l_p \cdot s_e} n \quad (5)$$

The comparable speed of growth of the number of broken wires in outer layer is an index of the degree of fatigue of a rope and is expressed as follows:

$$v_k = \frac{d \cdot n_k}{d \cdot t} = \frac{p}{l_p \cdot s_e} v \quad (6)$$

Applying the logarithm to the relationship above we obtain:

$$\ln v_k = \ln \frac{p}{l_p \cdot s_e} + \ln v = (a-1) \cdot \ln t + (a_0 + b_0)$$

$$\ln v_k = C_1 \cdot \ln t + C_0$$

$$a_0 = \ln \frac{p}{l_p \cdot s_e}$$

$$C_0 = a_0 + b_0 = \ln \frac{p}{l_p \cdot s_e} + b + \ln a$$

$$C_1 = a - 1 \quad (7)$$

Based on this fatigue index it was formulated an effective method of the assessment of expected lifetime of the rope, which

should follow many stages.

If the critical value v_{klim} is known for all ropes being into service, we calculate the allowable limit speed of growth of the number of broken wires from outer layer, of each rope, using the relationship:

$$v_{lim} = \frac{l_p \cdot S_p}{p} v_{klim} \quad (8)$$

The value of lnt corresponding for the value lnv_{lim} on the horizontal axis of the diagram $ln v = \varphi(ln t)$, will represent lnt_{lim} which is the maximum lifetime of the rope.

Given that the rate of increase in the number of broken wires might not have the expected shape during all the operation time of the rope, the value t_{lim} determined from the graphic will adjusted with a correlation coefficient less than 1.

This method, presents the advantage of a fair assessment of the progress over time of the fatigue of the rope and provides the opportunity, knowing t_{lim} to mitigate the cases of premature replacement of the rope.

As an example, we extracted from the survey register of a hoisting rope from Petrila Mine, equipped with a monocable hoisting device type DEMAG (D), whose technical characteristics and operating conditions are:

- Rope type BRINDON - England A ;
- External diameter of the rope 68 mm
- structure 6x60 wires ;
- vegetal sisal core impregnated with grease
- Operated 24/24 hours ;
- Shaft depth of 670 m ;
- Rope length 820 m ;
- Extraction vessel cage 4x2 ;
- Hoisting Speed 4m/ s.

Changes in the number of broken wires depending on length of service is given in the table below:

Analyzing the statistics of the two cables studied, we notice that until a period of 2 years of operation, the number of broken wires is moderate, at 3 years of operation, the number rises when the vertiginous and when 90 broken wires appear, which represents 25 % of the rope section, the rational limit for maintaining the rope in function is reached.

Table 1

Duration of operation (days)	Number of broken wires	Duration of operation (days)	Number of broken wires
0	0	884	42
152	1	886	45
295	2	893	47
462	3	897	48
546	4	913	49
600	5	950	50
653	6	971	51
685	7	974	52
691	8	985	54
703	9	1094	57
718	10	1104	58
758	11	1118	60
772	13	1129	86
776	14	1130	90
803	15	1131	92
804	16	1132	93
809	19	1138	94
814	22	1144	95
816	23	1178	99
835	27	1242	100
838	28	1268	101
851	29	1271	102
874	30	1275	103
878	33	1283	105
880	34	1299	106
883	39	1313	110

The analysis of perturbing factors which influence the quantitative and qualitative performance of rope operation, led to the following conclusions:

1. Durability of ropes is determined both by the manufacturing and operating conditions.
2. To ensure a proper durability for ropes working in corrosive environments, they must be made by coated wires.

References : 1. Adam, C.,D.- Mining hoisting machines - Universitas Publishing, 2008. 2. Meret N., St.-Novac-Rational use of steel cables in the industry, Technical Publishing, Bucharest, 1967. 3. Othe.S –Finite element analysis of elastic contact problems, Bulletin SME,16(95), pag.797-804, 1973. 4. Ratiu M. - About degradation of surface-sun action of a pressure contact alternative, Timisoara, 1965. 5. Ratiu M., Prexl.R. - Consideration of the resistance crushed steels, Metallurgical Research, 1964.

NUMERICAL SIMULATION ON AN AIRFOIL PLACED IN A UNIFORM VELOCITY FIELD

The problem

In the year of 1983, A. Nakayama conducted several experiments in the aerodynamic tunnel on a conventional airfoil, designated name “model_a”, at zero incidence [11]. He followed the determination of pressure coefficients distributions over the profile lateral surface, velocity distributions in the boundary layer and flow characteristics in the wake (using wire anemometry). The Reynolds number attached to the flow, computed with the chord length ($c=610$ mm) was equal to $Re=1.2\dot{1}10^6$ (the mean velocity in the wind tunnel was $u=30.5$ m/s). In Figure 1 is represented the profile “model_a”, as it is stored in the *European Research Community on Flow, Turbulence and Combustion* (ERCOFTAC) Database Classic Collection.



Fig. 1. Conventional airfoil, designated code “model_a”, that was used in the experiments of Nakayama [11]

The work that is described in this paper aimed to set up a numerical method to be used in studies regarding the airfoils aerodynamics. The experimental data that exists due to Nakayama’s experiments were used to validate the numerical method. For the computational process we used the commercial expert software FLUENT v. 6.23. The grid was generated using the software GAMBIT v.2.4.6. The results were postprocessed in TECPLOT 360 2009 and FLUENT v. 6.23.

The fluid domain

The airfoil was placed in a circular fluid domain, with a diameter of 11 m. The distance between the leading edge and the inlet section and respectively between the trailing edge and the outlet section, measured along the Ox axis, is equal to 5 airfoil chords, assuring in that manner the existence of a section placed at a sufficient distance upstream the aerodynamic profile, in order to report the values of different parameters in respect to it. Additionally, the consistence of the numerical simulation results is assured and also, its independence relative to the geometrical conditions.

The circle that surrounds the fluid domain was divided in two equal parts, one of the circular arcs representing the inlet frontier, and the second one, the outlet frontier. That solution was chosen in order to avoid the using of solid boundaries at the edge of the domain that could debase the numerical solution, as a result of the discarding of the theoretically infinite fluid domain condition.

The simulation was effected considering a reference system attached to the model. The Ox axis is aligned to the profile chord.

The fluid domain was meshed using an unstructured grid, made from almost 400000 quad cells. The boundary layer zone had a special treatment. Here, the grid was adequately thickened in order to detect correctly the strong variations of the flow parameters. Hereby, the boundary layer zone was discretized in 20 layers, with a minimum characteristic dimension along the normal to solid surfaces of 10^{-4} and a growth factor of 1%. Consequently, the number of the cells attached to the boundary layer zone is approximately equal to 40000, i.e. 10% of the total number of cells (Figure 3).

Starting from the frontier of the boundary layer throughout the exterior boundaries of the domain, the grid has a size function attached with a growth factor of 1%, starting from a minimum characteristic length of 1 mm (near the solid surfaces) and ending to a maximum one of 10 mm (near the exterior of the fluid domain).

Regarding the grid quality, it may be considered that is almost excellent. As it may be observed fin Figure 2, 90% of the total number of cells are beneath the value of 0.2 for the *EquiAngle Skew* parameter, and 99 % are beneath 0.4 for the same parameter.

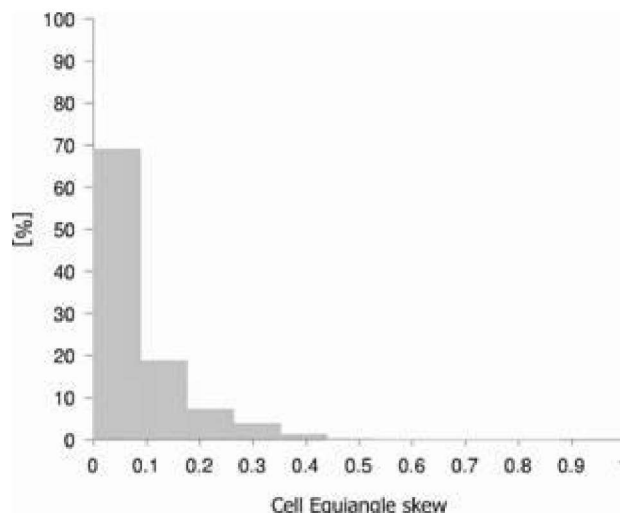


Fig. 2. EquiAngle Skew histogram repartition for the present case

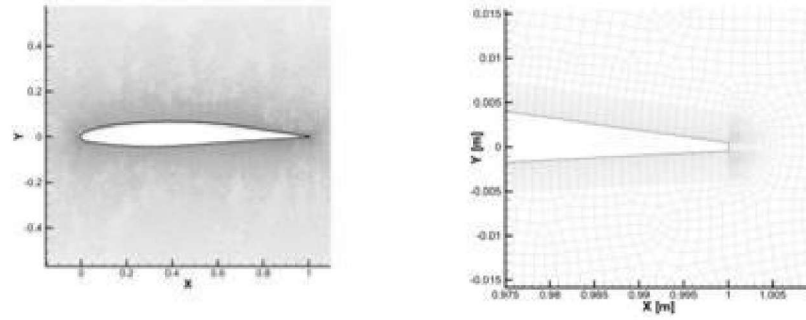


Fig. 3. Grid detail

Boundary conditions

The inlet of the fluid domain is made trough that frontier determined by the circular arc with a radius of 5.5 profile chords, subtending an angle of 180° , placed at a distance measured along Ox axis, equal with 5 profile chords, in respect to the leading edge. The velocity distribution is constant along the Oy axis, with a magnitude of 17.53 m/s, corresponding to a Reynolds number equal to $1.2 \cdot 10^6$.

The outlet of the domain is materialized by the second circular arc with a radius of 5.5 profile chords, which is subtending an angle of 180° . This is placed at a distance, measured along Ox axis, equal to 5 profile chords, in respect to the trailing edge of the airfoil. On the entire outlet frontier the pressure is equal to 0 on gage scale.

The curves that materialize the upper and lower surface of the aerodynamic profile have a no slip condition and they are rigid frontiers that do not permit mass or energy transfer.

Numerical model

Because of the fact that the phenomenon is developed at velocities that implies a high Reynolds number, the flow regime is turbulent. In order to describe correctly the fluid motion, it must be taken into account the viscosity effects. An inviscid solver is out of discussion. An LES solver is too much computational expensive. The most advanced RANS model implemented in FLUENT is RSM (Reynolds Stress Model). It offers a detailed description of the flow using the Reynolds Averaged Navier-Stokes equations.

In opposition to the isotropy of the turbulent viscosity hypothesis and its description using the Boussinesq linear approximation, the RSM model solves all the Reynolds stresses, adding seven additional equations for a 3D simulation and five for a 2D one. The RANS system, written in a Cartesian coordinate system, for an incompressible fluid, is written as follows:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} &= 0 \\ \frac{D\bar{u}}{dt} &= f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial z^2} \right) + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial (-\rho \overline{u'u'})}{\partial x} + \frac{\partial (-\rho \overline{u'v'})}{\partial y} + \frac{\partial (-\rho \overline{u'w'})}{\partial z} \right] \\ \frac{D\bar{v}}{dt} &= f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial z^2} \right) + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial (-\rho \overline{v'u'})}{\partial x} + \frac{\partial (-\rho \overline{v'v'})}{\partial y} + \frac{\partial (-\rho \overline{v'w'})}{\partial z} \right] \\ \frac{D\bar{w}}{dt} &= f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \bar{w}}{\partial z^2} \right) + \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial (-\rho \overline{w'u'})}{\partial x} + \frac{\partial (-\rho \overline{w'v'})}{\partial y} + \frac{\partial (-\rho \overline{w'w'})}{\partial z} \right] \end{aligned}$$

where \bar{u} , \bar{v} , \bar{w} are mean values of the velocity along Ox , Oy and Oz axis, u' , v' , w' are velocity pulsations, \bar{p} is the mean pressure, and ν is the kinematical viscosity of the fluid.

In order to solve the closure problem, is necessary to add another transport equation, used to describe the dissipation rate of the turbulent kinetic energy, similar to that utilized in a $k-\epsilon$ turbulence model.

The solver selected for the computational process was a double precision pressure based one (pressure based solver). In order to discretize the continuity, momentum and turbulence model specific equations, 2nd order discretization schemes were used.

In the table no.1 are presented, synthetically, the computational parameters used for simulation.

Table 1

Parameter name	Parameter used
Model	2D
Turbulence model	RSM
Time	steady
Solver	pressure based

Discretization schemes	2 nd order
Precision	double precision

Results

In order to validate the numerical method, we aimed to compute the values for the pressure coefficient C_p on the upper part and lower part of the airfoil, and also, velocity distribution in the boundary layer of the upper part, near the trailing edge. Those were compared to the experimental data available.

The pressure coefficient C_p is computed using the following relation:

$$C_p = \frac{P - P_\infty}{\frac{\rho u_\infty^2}{2}}$$

where p represents the value of the static pressure corresponding to a certain point placed on the airfoil surface, P_∞ the value of the static pressure, upstream, in the inlet section, ρ the density of the fluid and u_∞ the velocity of the fluid in the inlet section.

In Figure 5 are represented the pressure coefficient variation on the upper part and lower part of the airfoil, for numerical and experimental data.

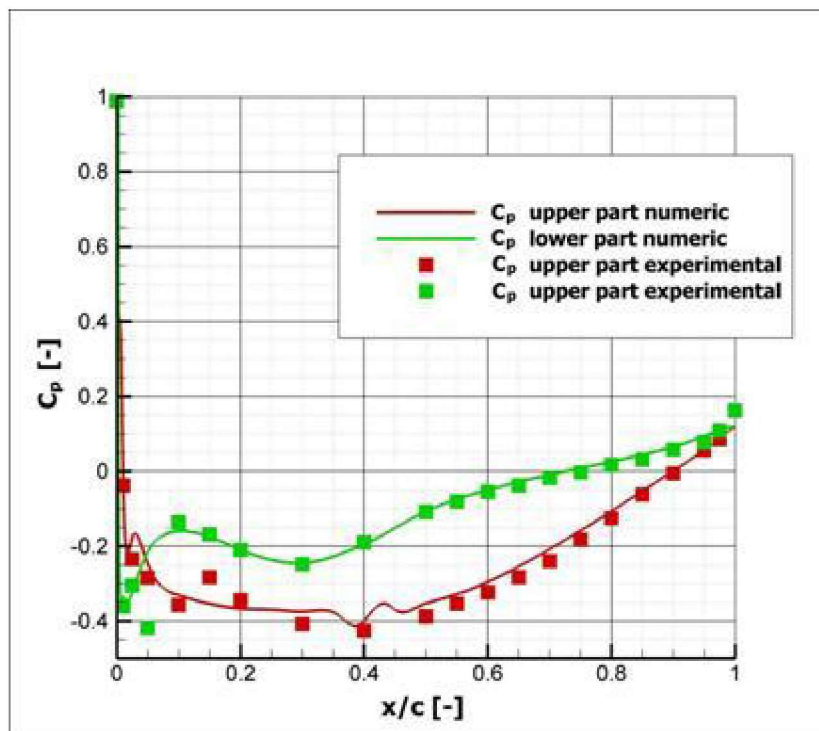


Fig. 5. Pressure coefficient C_p variation in respect with nondimensionalized distance x/c for the „model_a” airfoil

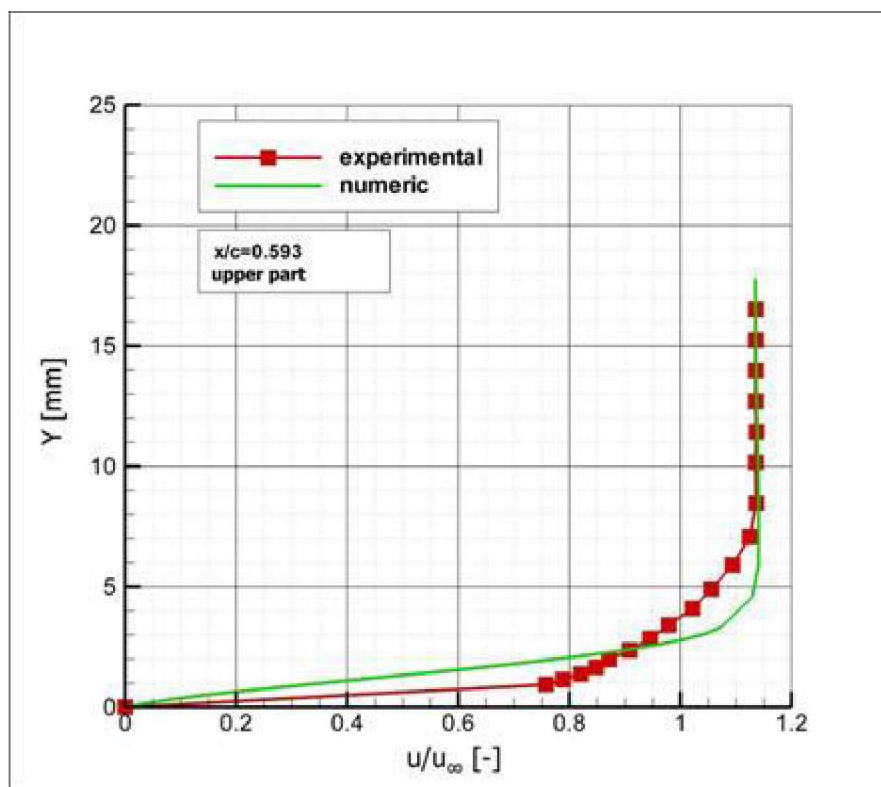


Fig. 6. Nondimensionalized velocity distribution u/u_{∞} on the upper part of the „model_a” airfoil for $x/c=0.593$

In Figures 6 to 10 are represented the velocity profiles (computed numerically and determined experimentally) for five sections placed at distances x/c equals to 0.593, 0.893, 0.940, 0.970 and respectively 1. The velocity is nondimensionalized in respect to the velocity in the inlet section (u/u_{∞}).

The numerical results are validated with a sufficient accuracy by the data obtained in the aerodynamic tunnel experiments, for the pressure coefficient distribution but also for the kinematical ones. The errors are in normal limits, no more than 5%.

Conclusions

We tried to set up a numerical method to be used in studies regarding the airfoils aerodynamics. In order to do that, a RANS approach was chosen, using for that the most advanced turbulence model, i.e. RSM. The solver was a double precision pressure based coupled one and the discretization schemes used were of 2nd order.

The numerical results are validated by the data obtained in the aerodynamic tunnel experiments. The errors are in normal limits, no more than 5%. We may observe that, for the velocity distribution, in the boundary layer, near the wall (0...5 mm), the numerical model gives the largest errors. That may be caused by the fact that the precision of the RSM model is still limited by the closure problem (a 2nd order one), which may be solved more or less correctly, in respect to the hypothesis used for modeling different additional terms in transport equations for Reynolds efforts.

The method may be used in numerical studies regarding the airfoils aerodynamics.

Bibliography: 1. ANSYS, INC., „FLUENT 6.3 User’s Guide”, 2006. 2. ANSYS, INC., „GAMBIT 2.4 User’s Guide”, 2007. 3. BALINT D.I., „Metode numerice de calcul al câmpurilor tridimensionale în distribuitorul și rotorul turbinei Kaplan”, Teză de doctorat, Universitatea „Politehnica” din Timișoara, România, 2008. 4. BENJANIRAT S., SANKAR L.N., „Evaluation of turbulence models for the prediction of wind turbine aerodynamics”, 41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, Jan. 6-9, 2003. 5. BERNAD, I.S., „Hidrodinamica echipamentelor de reglare pentru acționări hidraulice”, Editura Orizonturi Universitare, Timișoara, 2005. 6. BERNAD S.I., BĂRBAT T., GEORGESCU A.M., GEORGESCU S.M., SUSAN-RESIGA R. „Unsteady Flow Simulation in the Achard Turbines Mounted in Hydropower Farms”, Scientific Bulletin of the Politehnica University of Timișoara, Transactions on Mechanics Tom 53 (67), 2008. 7. COȘOIU C.I. „Contribuții la optimizarea proiectării și funcționării agregatelor eoliene”, PhD thesis, 2008. 8. COȘOIU C.I. Grant PN II TD-242, „Contribuții la optimizarea proiectării și funcționării agregatelor eoliene”, Research Raport, 2007. 9. FERZIGER J., PERIC M., „Computational Methods for Fluid Dynamics”, Springer, 1996. 10. GEORGESCU A.M., GEORGESCU C.S., DEGERATU M., BERNADS, COȘOIU, C.I. „Numerical modelling comparison between air flow and water flow within achard-type turbine”, Proceeding of the 2nd IAHR international meeting of the workgroup on cavitation and dynamic problems in hydraulic machinery and systems, Timișoara, România, October 2007. 11. NAKAYAMA A. „Characteristics of the flow around conventional and supercritical airfoils”, Journal of Fluid Mechanics, 160, 155, 1985. 12. PRANDTL L. „Über die Entstehung von Wirbeln in der idealen Flüssigkeit, mit Anwendung auf die Tragflügeltheorie und andere Aufgaben”, In: von Kármán and Levi-Cevita, Editors, Vorträge aus dem Gebiete der Hydro und Aerodynamik, Springer, Berlin (1922).

А.Г. Деревянченко, д-р техн. наук, О.Ю. Бабилунга, канд. техн. наук,
Д.А. Криницын, И.В. Вахромеев Одесса, Украина

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ОБРАБОТКИ ИЗОБРАЖЕНИЙ ЗОН ИЗНОСА В СИСТЕМАХ ПОДДЕРЖАНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ИНСТРУМЕНТОВ

Quality improvement of cutting tool wear zones images processing in systems for their working efficiency maintenance. Methods of quality improvement of cutting tool wear zones images processing in systems for their working efficiency maintenance are considered.

Качество автоматизированного диагностирования состояний режущих инструментов (РИ) в значительной степени зависит от качества первичных и вторичных образов их зон износа, формируемых в соответствующих системах поддержания работоспособности (СПР РИ). В таких комплексах все более широкое применение находят системы технического зрения (СТЗ) [1]. В процессах формирования образов зон износа РИ важная роль принадлежит операции повышения контрастности соответствующих изображений и выделения их контуров.

Целью настоящей статьи является изложение результатов выбора методов повышения контрастности изображений зон износа РИ, формируемых СТЗ, и повышения качества выделения их контуров.

Тематике обработки изображений посвящена обширная литература [2 - 9], среди которой наиболее близкими к тематике статьи являются работы [6 - 9]. Анализ публикаций по вопросам повышения контрастности изображений показал целесообразность применения методов, основанных на так называемых гистограммных преобразованиях и выравнивании гистограмм [9]. Они включают методы глобального преобразования контраста (абсолютного, относительного и взвешенного контрастирования) и локального преобразования контраста [6 - 8] (линейного, модифицированного линейного и нелинейного преобразования контраста).

На рис. 1.а приведено изображение зоны износа A_2^T задних поверхностей резца, включающее "фон" – неизношенные участки главной (L_1^T) и вспомогательной (L_{21}^T) задних поверхностей, участок изношенной передней поверхности (L_1^T) и зону режущей кромки (A_1^T). На рис. 1.б показана соответствующая гистограмма.

Поверхности режущей части резца для тонкого точения характерны сложной формой, что не позволяет в ряде случаев контроля добиться равномерного освещения зон износа и их окрестностей, что приводит к существенным погрешностям при выделении соответствующих контуров. Поэтому и возникает необходимость повышения контрастности изображения зон износа.

Контрастирование изображений проводится в первую очередь в автоматизированных системах, когда в оценке состояния РИ принимает участие эксперт. При применении более простых алгоритмов выделения контуров зон износа РИ, обеспечивающих высокое быстродействие при некоторых потерях качества, контрастирование также актуально.

На рис. 2 – 7 приведены результаты контрастирования исходного изображения названными выше шестью методами с использованием специальной программы.

В правом окне каждого из изображений рабочей панели приведена гистограмма, преобразованная с использованием одного из шести названных выше методов.

В левом каждого из изображений рабочей панели приведено изображение, сформированное в результате соответствующего преобразования.

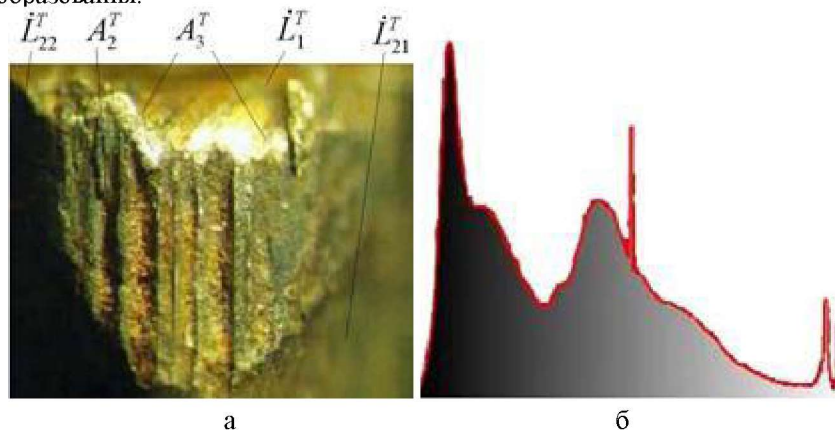


Рис. 1. Исходное изображение изношенной задней поверхности резца (а) и соответствующая гистограмма значений яркости (б)

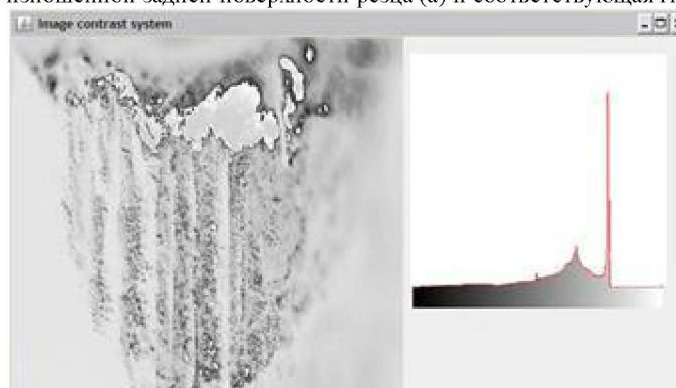


Рис. 2. Преобразование изображения РЧ РИ с использованием алгоритма абсолютного контрастирования

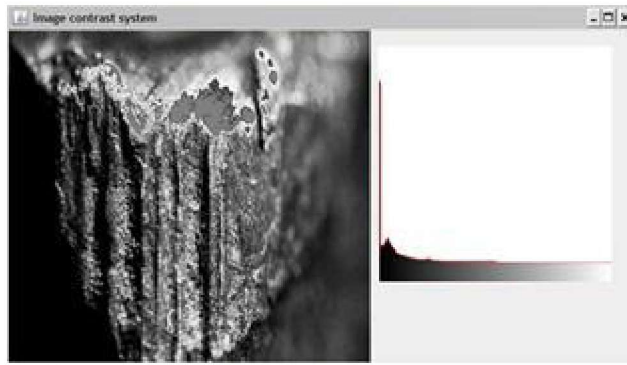


Рис. 3. Преобразование изображения РЧ РИ с использованием алгоритма относительного контрастирования

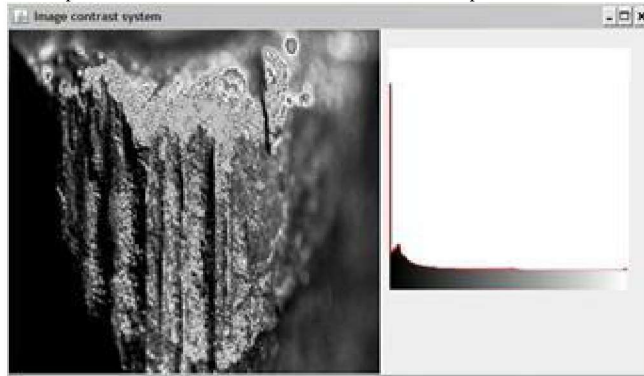


Рис. 4. Преобразование изображения РЧ РИ с использованием алгоритма взвешенного контрастирования

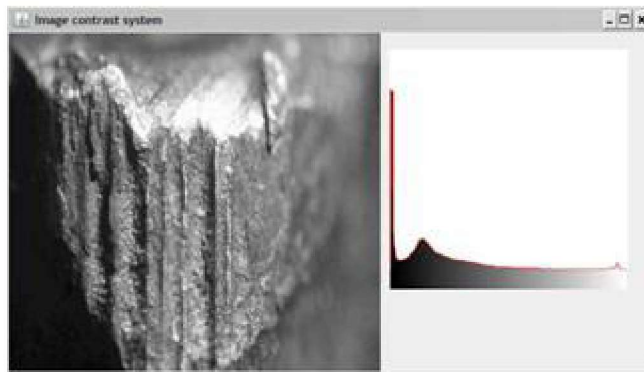


Рис. 5. Преобразование изображения РЧ РИ с использованием алгоритма линейного контрастирования

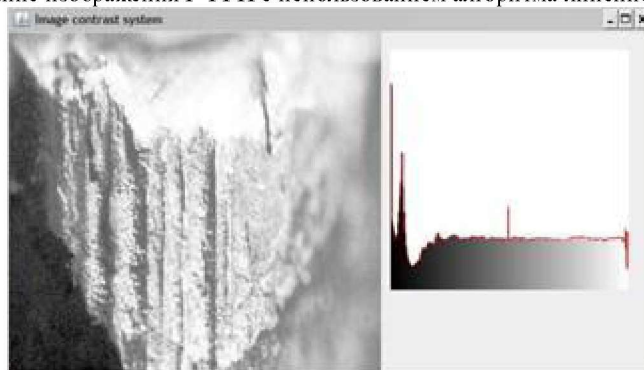


Рис. 6. Преобразование изображения РЧ РИ с использованием алгоритма модифицированного линейного контрастирования.



Рис. 7. Преобразование изображения РЧ РИ с использованием нелинейного контрастирования.

Проведенные исследования показали, что алгоритм взвешенного контрастирования обеспечивает наилучшее качество выделения контуров. Для выделения текстурных составляющих зон износа, отображающих характер развивающихся дефектов и микродефектов, предпочтительным является алгоритм модифицированного линейного контрастирования. В автоматических системах после этапа контрастирования выполняется бинаризация изображения для упрощения выделения контура зоны износа. Кроме того, часто применяются морфологические операции обработки изображения – для коррекции его локальных дефектов.

Перейдем к рассмотрению метода выделения контура по бинарному изображению зоны износа. Известно множество различных алгоритмов нахождения контуров [2-5]. Практика выделения контуров зон износа РИ (в основном резцов) для прецизионной обработки [1] с использованием алгоритмов работы [2] показала, что в ряде случаев они содержат разрывы, петли, участки повышенной ширины (более одного пиксела – рис. 8. а, б). Это приводит к появлению ряда погрешностей в определении формы, площади зоны износа РИ – особенно при небольших ее размерах (на начальной стадии износа инструмента). Поэтому для дальнейшей обработки выбран известный алгоритм, получивший название «Radial Sweep» [10] вследствие высокой скорости работы и простоты реализации. Повышения качества контура можно достичь путем исключения всех его элементов, не удовлетворяющих условию наличия как минимум двух соседних (и, главное – рядом расположенных) точек изображения зоны износа. На рис. 8.в приведена модель “ориентированной” точки p , которая используется для модификации алгоритма. Представление точки только двумя декартовыми координатами приводит к значительным погрешностям выделения контура вследствие некорректного завершения процесса его выделения.

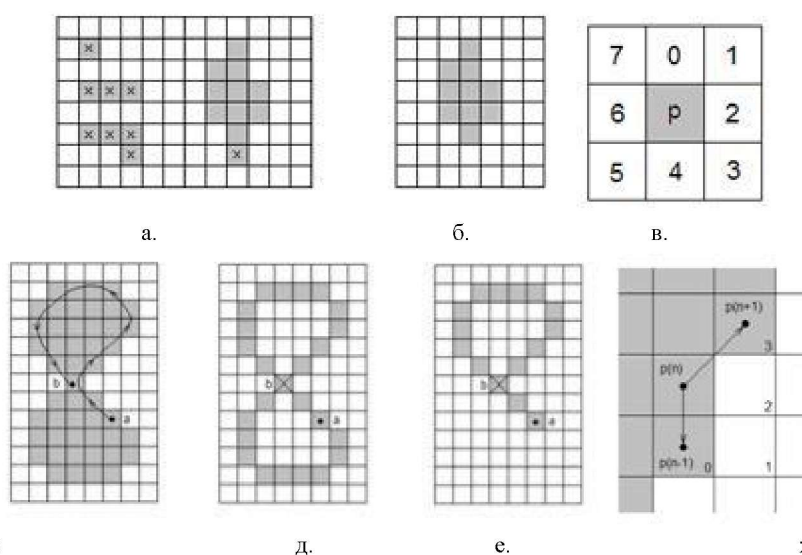


Рис. 8. Особенности строения фрагментов контуров зон износа РИ и пример работы алгоритма фильтрации контура (а, б - погрешности фрагментов контуров; в – “ориентированная” точка контура и ее окрестности; г, д, е, ж - схемы выделения фрагмента контура в районе “критической” точки)

Например, при наличии двух контуров, соединенных лишь одной точкой (например – контуры двух соседних лунок – следов адгезионных вырывов), возникает ситуация, отображенная на рис. 8.г - е. Предположим что поиск контура однородной области зоны износа РИ (рис. 8. г) начинается с точки «а» и продолжается вдоль кривой линии в направлении стрелок. Алгоритм проходит «критическую» точку «б» первый раз, и приходит в неё вторично, однако эта точка уже находится в контейнере (при “сканировании” изображения зоны износа РИ алгоритмом выделения контура каждая найденная его точка помещается в “контейнер”). Поэтому делается вывод о том, что достигнут конец контура. Результат этого процесса представлен на рис. 8.е, хотя должен быть таким, как на рис. 8.д. Устранить причину такого некорректного результата можно, введя дополнительные характеристики точки изображения (рис. 8.в). Кроме декартовых координат, предлагается ввести ещё две числовые характеристики точки (числа, указывающие на ориентацию точки относительно следующей и предыдущей). Для точки $p(n)$ на рис. 8. ж (исходя из модели точки, предложенной на рис. 8.в), число, указывающее на соседнюю точку, будет 1, а на предыдущую - 4. Так решается проблема неоднозначности. Поэтому окончание обхода контура произойдет только тогда, когда алгоритм обхода контура «войдет» в начальную точку «со стороны» точки, предыдущей для неё.

Разработаны соответствующий алгоритм и программа, некоторые результаты работы которой приведены на рис. 9. При их создании использован аппарат аффинных преобразований. Очевидно высокое качество выделения контура зоны износа.

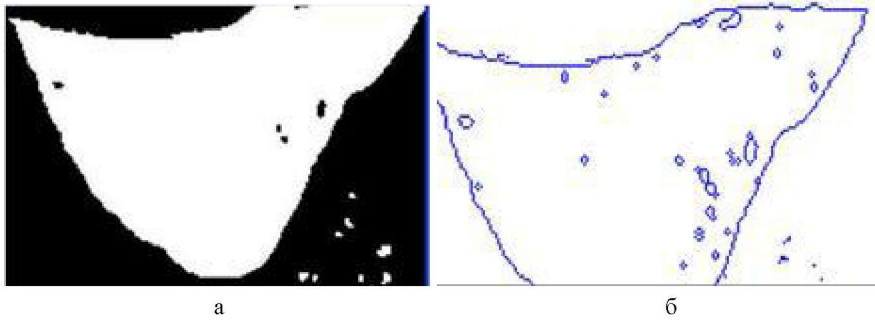


Рис. 9 .Бинарное изображение зоны износа задней поверхности резца (а) и результат выделения контуров зоны износа (б)

На рис. 10 приведен общий вид рабочей панели программного комплекса, созданного с использованием на языке C#. В левом окне панели приведено исходное изображение зоны A_2^1 резца, в правом – выделенный контур со следами вписанной и описанной окружностей. Их радиусы принадлежат к набору признаков формы основного контура (макрodefекта) зоны износа.

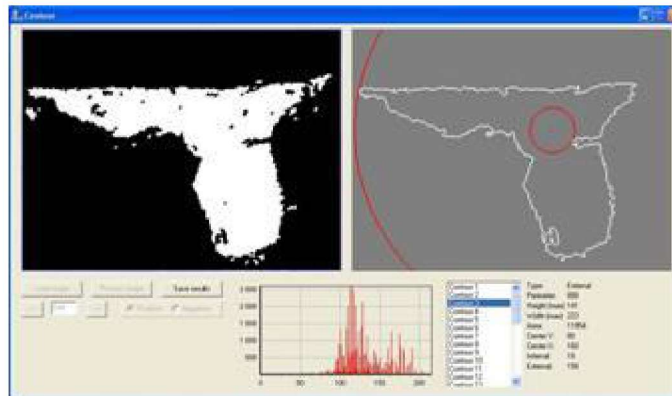


Рис. 10. Общий вид рабочей панели программного комплекса для определения признаков зон износа изношенных поверхностей РИ

В результате проведенных исследований установлено, что алгоритм взвешенного контрастирования обеспечивает наилучшее качество выделения контуров зон износа РИ. Для выделения текстурных составляющих зон износа, отображающих характер развивающихся дефектов и микродефектов, предпочтительным является алгоритм модифицированного линейного контрастирования. Разработан программный комплекс, обеспечивающий качественное выделение контуров зон износа и формирование соответствующих диагностических признаков. По мнению авторов, данные результаты являются перспективными для использования в СПР РИ современных станков класса ГПМ.

Список литературы: 1. Деревянченко А.Г., Павленко В.Д., Андреев А.В. Диагностирование состояний режущих инструментов при прецизионной обработке.- Одесса: Астропринт, 1999. – 184 с. 2. Прэтт У. Цифровая обработка изображений. – Т 2. – М.: Мир, 1982 . 3. Анисимов Б.В., Курганов В.Д., Злобин В.К. Распознавание и цифровая обработка изображений. - М.: Высшая школа. 1983. -295 с. 4. Методы компьютерной обработки изображений / Под ред. В.А. Сойфера – 2-е изд. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2003.– 784 с. 5. Гонсалес Р., Вудс Р. Цифровая обработка изображений. - М.: Техносфера, 2005. – 1072 с. 6. Frei W. Image Enhancement by histogram hyporbolization/Computer Graphics and Image Processing.- № 6(3), 1987.- P. 286–294. 7. Hummel R.A. Histogram modification techniques Computer Graphics and Image Processing/ № 3(4): 209-224, 1988. 8. Гуров А.А., Порфирьева Н.Н. Вопросы оценки контрастности зображень / Труды ГОИ им. С.И.Вавилова – т. 44, вып. 178. – Л. 1979. – С. 31 – 34. 9. Воробель Р. Глобальні перетворення зображень з використанням контрасту їх елементів/Праці дев'ятої Всеукраїнської Міжнародної конференції "Оброблення сигналів і зображень та розпізнавання образів". – Київ.: ІК АНУ. 2008. – С. 155 – 158. 10. <http://www.imageprocessingplace.com/> contour tracing Aberer Gorge Ghuneim.

Поступила в редколлегию 29.05.09

А.В. Добровольский, канд. техн. наук,
Ю.С. Краснощек, канд. техн. наук, Харьков, Украина

КИНЕМАТИКА СВОБОДНООБКАТНОГО РЕЗАНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ НАРУЖНОЙ СФЕРИЧЕСКОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Аналіз кінематики вільнообкатувального різання показав, що на окремих ділянках дуги контакту різця і заготовки швидкість різання може приймати додатне і від'ємне значення. При додатньому значенні швидкості різання відбувається знімання матеріалу, при від'ємному – вигладжування.

The analysis of kinematics of freely rolled cutting displayed that at certain sections of the contact arc both of cutter and material treated, the cutting speed can gain positive and negative values. Treated material is removed under the conditions of cutting speed, but in the case of negative value of cutting speed-smoothing is occurred.

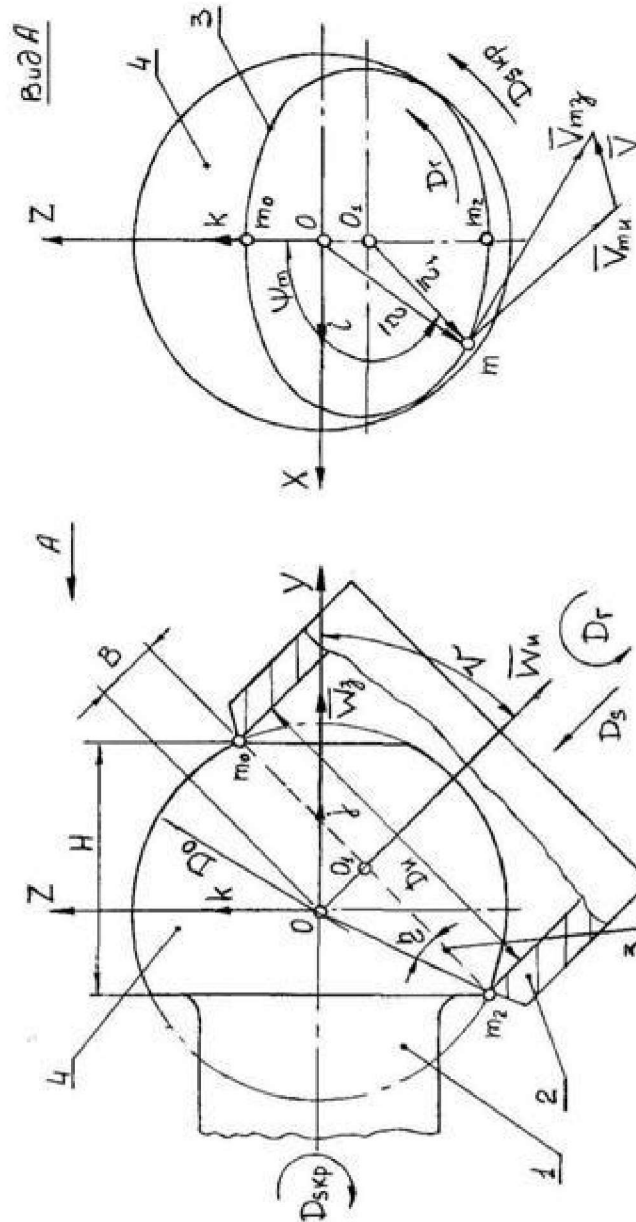
Внедрение в производство новых прогрессивных технологий дает возможность эффективно обрабатывать различные детали. Весьма перспективным методом финишной обработки является процесс свободнообкатного резания [1,2,3], позволяющим обрабатывать различные труднодоступные сложнопрофильные поверхности. В данной работе представлен анализ кинематики свободнообкатного резания [3] при обработке наружной сферической поверхности.

Рассмотрим схему свободнообкатного резания для случая, когда центр симметрии режущей кромки 3 – точка O_1 не лежит на оси вращения заготовки (рис.1), а смещен в сторону инструмента (вниз) на величину B . Смещение в противоположную сторону геометрическими построениями не допускается.

Инструмент 2 имеет возможность свободного вращения в своих опорах и выполнен в виде чашечного резца с круговой режущей кромкой 3, сопряженной по законам обката с профилем обработанной поверхности 4. При этом обработанная поверхность охватывается режущей кромкой резца. Ось вращения инструмента устанавливают под углом ν к оси вращения заготовки 1 в одной с ней плоскости. Заготовке сообщают принудительное вращательное движение круговой подачи $D_{\text{к.п}}$, обычно, против часовой стрелки.

Следует отметить некоторые технологические особенности обработки наружной сферы рассматриваемым методом. Высота шарового слоя обработанной сферы H задается чертежом детали в соответствии с ее функциональным назначением. Диаметр режущей кромки инструмента $D_{\text{и}}$ должен быть всегда меньше диаметра обрабатываемой сферы $D_{\text{о}}$ и его значение выбирают в пределах

$$D_{\text{и}} = (0,85 \div 0,95) D_{\text{о}}. \quad (1)$$



Диаметр обработанной сферы зависит от конечного положения инструмента относительно обрабатываемой

сферы (параметра B), теоретическое значение которого можно определить по формуле ($D_o = \sqrt{\frac{D^2}{4} + \frac{B^2}{4}}$). Припуск при этом рекомендуется принимать в пределах $0,3 \div 0,5$ мм.

Для исследования кинематических параметров рассмотрим вектор окружной скорости произвольной точки контакта m , принадлежащей режущей кромке 3, и вектор окружной скорости той же точки контакта, принадлежащей поверхности резания 4 (рис.1), и решим известную в теоретической механике задачу [4] о вращении системы двух твердых тел, какими являются резец и заготовка, вокруг неподвижных пересекающихся осей их вращения. Для отчета введем декартову систему координат XYZ , начало отсчета совместим с точкой O , расположенной в месте пересечения осей вращения заготовки и инструмента, ось OY направим по оси вращения заготовки в сторону противоположную поверхности резания, ось OZ – вертикально вверх, а ось OX – перпендикулярно первым двум так, чтобы орты i, j, k координатных осей OX, OY, OZ образовывали правую тройку.

Первоначально рассмотрим кинематические параметры перемещения произвольной точки контакта m (рис.1) на поверхности резания 4, принадлежащей твердому телу – заготовке 1, равномерно вращающейся вокруг своей неподвижной оси с угловой скоростью $|\vec{\omega}|$. Окружное положение точки m определяется угловой координатой ψ_m , отсчитанной от её крайнего верхнего положения m_0 (на режущей кромке) в сторону вращения инструмента до текущего положения радиуса инструмента $Om = 0,5D_u$. Радиус-вектор \vec{r} проведем из начала отсчета точки O в рассматриваемую точку m . В результате вращения заготовки вокруг своей оси точка m имеет окружную скорость, вектор которой \vec{V}_m направлен по касательной к траектории этой точки.

Желая соединить с понятием угловой скорости представление о направлении оси, вокруг которой происходит вращение заготовки, введем вектор угловой скорости $\vec{\omega}$. Его модуль определяется как производная от угловой координаты ψ_m по времени τ , а направление необходимо связать с осью вращения заготовки – единственным неизменным направлением во вращающемся теле. При этом также необходимо указать в какую сторону по оси

вращения направлен вектор \vec{W}_a . Общепринято [4] направлять этот вектор, по оси вращения твердого тела так, чтобы наблюдатель, смотрящий с конца вектора, видел вращение заготовки в положительном направлении, т.е. против часовой стрелки при правой системе координат XYZ .

Рассматривая угловую скорость как вектор, откладываемый по оси вращения заготовки, можно определить вектор окружной скорости \vec{V}_m произвольной точки контакта m , принадлежащей вращающейся поверхности резания. Он рассчитывается как векторное произведение вектора угловой скорости на радиус-вектор этой точки относительно любой точки на оси вращения [4], в том числе и точки O – начала отсчета

$$\vec{V}_m = \vec{W}_a \times \vec{r}. \quad (2)$$

Векторное произведение (2) можно записать через определитель вида:

$$\vec{V}_m = \begin{vmatrix} i & j & k \\ W_x & W_y & W_z \\ X & Y & Z \end{vmatrix} = i(W_y \cdot Z - W_z \cdot Y) + j(W_z \cdot X - W_x \cdot Z) + (W_x \cdot Y - W_y \cdot X) \quad (3)$$

где W_x, W_y, W_z – проекции вектора угловой скорости соответственно на оси координат OX, OY, OZ ; а X, Y, Z – координаты конца радиуса-вектора \vec{r} на те же оси (на рис. 1 не показаны).

Таким образом, в уравнении (3) множители при ортах i, j, k являются проекциями вектора окружной скорости \vec{V}_m [4] произвольной точки контакта m поверхности резания на координатные оси OX, OY, OZ

$$V_{mx} = W_y \cdot Z - W_z \cdot Y, \quad (4)$$

$$V_{my} = W_z \cdot X - W_x \cdot Z, \quad (5)$$

$$V_{mz} = W_x \cdot Y - W_y \cdot X. \quad (6)$$

Проекции вектора угловой скорости \vec{W}_a (рис. 1) на координатные оси можно записать в виде

$$W_x = 0, W_y = |\vec{W}_a|, W_z = 0, \quad (7)$$

а координаты конца радиуса-вектора \vec{r} на те же оси выразим через текущее значение радиуса инструмента o_{1m} – в виде

$$\left. \begin{aligned} X &= 0,5D_n \cdot \sin\psi_m \cdot \frac{1}{\cos\eta} = 0,5D_o \cdot \sin\psi_m \\ Y &= 0,5D_n \cdot \cos\psi_m \cdot \sin\nu \cdot \frac{1}{\cos\eta} = 0,5D_o \cdot \cos\psi_m \cdot \sin\nu \\ Z &= 0,5D_n \cdot \cos\psi_m \cdot \frac{1}{\cos\eta} = 0,5D_o \cdot \cos\psi_m \cdot \cos\nu \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

где $\eta = const$ – угол при основании конуса, образованного круговым перемещением радиуса-вектора \vec{r} , опирающегося

на режущую кромку, а $\cos\eta = \frac{D_n}{D_o}$.

Подставляя значения (7) и (8) в (4) ... (6), получим выражения для проекций вектора окружной скорости точки контакта m на координатные оси в следующем виде:

$$V_{mx} = |\vec{W}_a| \cdot 0,5D_o \cdot \cos\psi_m \cdot \cos\nu, \quad (9)$$

$$V_{my} = 0, \quad (10)$$

$$V_{mz} = -|\vec{W}_a| \cdot 0,5D_o \cdot \sin\psi_m. \quad (11)$$

Теперь рассмотрим скорость той же точки контакта m , но принадлежащей режущей кромке 3. В результате вращения инструмента точка m имеет окружную скорость, вектор которой \vec{V}_m направлен по касательной к траектории этой точки в процессе ее кругового перемещения вокруг оси инструмента с угловой скоростью $|\vec{W}_n|$. Вектор этой скорости \vec{W}_n аналогично совместим с осью вращения инструмента и ориентируем его в положительном направлении.

Окружное положение точки контакта m определяется той же угловой координатой ψ_m , а радиус-вектор \vec{r}_1 , проведем из точки O_1 в рассматриваемую точку m_1 , при этом

$$|\vec{r}_1| = O_1m = 0,5 \cdot D_n. \quad (12)$$

Вектор окружной скорости \vec{V}_m произвольной точки контакта m вращающейся режущей кромки инструмента

можно определить аналогично (2), как векторное произведение вектора угловой скорости на радиус-вектор этой точки относительно любой точки на оси вращения инструмента, в том числе и точки O_I

$$\bar{V}_{um} = \bar{W}_u \times \bar{r}_1 \quad (13)$$

Проекции вектора угловой скорости \bar{W}_u (рис. 1) на координатные оси можно записать в виде:

$$W_{ux} = 0, \quad W_{uy} = |\bar{W}_u| \cdot \cos v, \quad W_{uz} = -|\bar{W}_u| \cdot \sin v, \quad (14)$$

а координаты конца радиуса-вектора \bar{r}_1 на те же координатные оси в виде:

$$\begin{aligned} X_1 = X = 0,5 D_u \cdot \sin \psi_m, \quad Y_1 = 0,5 D_u \cdot \cos \psi_m \cdot \sin v + B \cdot \cos v, \\ Z_1 = 0,5 D_u \cdot \cos \psi_m \cdot \cos v + B \cdot \sin v. \end{aligned} \quad (15)$$

Проекции вектора окружной скорости режущей кромки \bar{V}_{um} произвольной точки контакта m на координатные оси запишем аналогично (4) ... (6) в виде:

$$V_{umx} = W_{uy} \cdot Z_1 - W_{uz} \cdot Y_1, \quad (16)$$

$$V_{umy} = W_{uz} \cdot X_1 - W_{ux} \cdot Z_1, \quad (17)$$

$$V_{umz} = W_{ux} \cdot Y_1 - W_{uy} \cdot X_1. \quad (18)$$

Подставляя в (16) ... (18) значения (14) и (15) получим выражения для проекций вектора окружной скорости режущей кромки в рассматриваемой точке контакта m

$$V_{umx} = |\bar{W}_u| \cdot 0,5 D_u \cdot \cos \psi_m, \quad (19)$$

$$V_{umy} = -|\bar{W}_u| \cdot 0,5 D_u \cdot \sin \psi_m \cdot \sin v, \quad (20)$$

$$V_{umz} = -|\bar{W}_u| \cdot 0,5 D_u \cdot \sin \psi_m \cdot \cos v. \quad (21)$$

К произвольной точке контакта m приложены одновременно два вектора скоростей \bar{V}_{um} и \bar{V}_{sm} , следовательно, здесь имеет место проскальзывание режущей кромки 3 относительно поверхности резания 4 (рис. 1, вид А), вектор скорости которого \bar{V} можно определить, как геометрическую разность исходных векторов

$$\bar{V} = \bar{V}_{sm} - \bar{V}_{um}. \quad (22)$$

Зная проекции векторов \bar{V}_{sm} (9) ... (11) на координатные оси X,Y,Z и \bar{V}_{um} на те же оси, а также учитывая тот факт, что они приложены в одной и той же точке m , запишем геометрическую разность (22) в виде проекций вектора скорости проскальзывания

$$V_x = 0,5 \cdot \cos \psi_m \left(|\bar{W}_s| \cdot D_o \cdot \cos v - |\bar{W}_u| \cdot D_u \right), \quad (23)$$

$$V_y = |\bar{W}_u| \cdot 0,5 D_u \cdot \sin \psi_m \cdot \sin v, \quad (24)$$

$$V_z = 0,5 \cdot \sin \psi_m \left(|\bar{W}_s| \cdot D_u \cdot \cos v - |\bar{W}_s| \cdot D_o \right). \quad (25)$$

Проанализируем составляющую скорости проскальзывания V_x (23), которая расположена в плоскости режущей кромки (8) и является «стационарным проскальзыванием» по определению работы [5]. Скорость «стационарного

проскальзывания» - сложная функция $V_x = f \left(|\bar{W}_s|; |\bar{W}_u|; D_o; D_u; v \right)$, где величина $|\bar{W}_s|$ - задана частотой вращения шпинделя станка, параметры $D_u; D_o$ и v - заданы геометрическими условиями схемы резания, а угловую скорость инструмента

$|\bar{W}_u| = f \left(|\bar{W}_s|; D_o; D_u; v \right)$ необходимо определить аналитически. Для этого рассмотрим интегральное значение скорости «стационарного проскальзывания» (23) за один полный оборот инструмента $0 < \psi_m < 2\pi$. При этом учитываем начальные условия моделирования (динамику процесса резания не учитываем, а сцепление режущей кромки с поверхностью резания считаем идеальным)

$$\sum V_x = 0,5 \left(|\bar{W}_s| \cdot D_o \cdot \cos v - |\bar{W}_u| \cdot D_u \right) \int_{2\pi}^0 \cos \psi_m \cdot d\psi_m = 0 \quad (26)$$

Из уравнения (26) получим выражение для искомой угловой скорости

$$|\bar{W}_u| = |\bar{W}_s| \cdot \frac{D_o}{D_u} \cdot \cos v \quad (27)$$

Кроме того, сама по себе скорость «стационарного проскальзывания» V_x (23) не может являться составной частью скорости свободнообкатного резания ввиду ее расположения в плоскости режущей кромки 3 (рис. 1), а также из-за того, что любой процесс резания с отходом стружки может осуществляться только при условии направленности вектора скорости резания на режущую кромку или переднюю поверхность резца. Поэтому точки контакта m_o и m_1 (рис. 1) стараются по возможности выводить из зоны резания, т.к. в этом месте наблюдается максимальное «стационарное проскальзывание», а собственно резание с отходом стружки отсутствует [5].

Скорость свободнообкатного резания трактуется [3, 5] как скорость проскальзывания режущей кромки относительно поверхности резания в произвольной точке контакта m , зная составляющие (24), (25) и учитывая (27) определим ее абсолютное значение в виде:

$$V = \sqrt{V_r^2 + V_s^2} = |\overline{W}_s| \cdot 0,5 D_s \cdot \sin \psi_m \cdot \sin \nu \quad (28)$$

В последней формуле модуль угловой скорости заготовки выразим через ее частоту вращения n_2

$$|\overline{W}_s| = 2\pi \cdot n_2 \quad (29)$$

тогда искомая скорость свободнообкатного резания в окончательном традиционном виде, с учетом (29), а также перевода значений диаметра из миллиметров в метры, примет вид:

$$V = \frac{\pi D_s \cdot n_2}{1000} \cdot \sin \psi_m \cdot \sin \nu \quad (30)$$

С изменением угловой координаты ψ_m точки контакта m в пределах $0 < \psi_m < \pi$ величина скорости свободнообкатного резания (30) принимает положительное значение $V > 0$, а ее вектор имеет направленность на режущую кромку инструмента. Именно в этой зоне происходит свободнообкатное резание с отходом стружки. При изменении угла в пределах $\pi < \psi_m < 2\pi$ величина скорости резания (30) принимает отрицательное значение $V < 0$, а ее вектор имеет направленность в сторону от режущей кромки. В этой зоне происходит свободнообкатное выглаживание уже обработанной поверхности режущей кромкой инструмента без отхода стружки. Кроме того, при значениях угла $\psi_m = 0$; $\psi_m = \pi$ в точках m_0 и m_1 (рис. 1) резание отсутствует, т.к. скорость резания (30) равна нулю. Поэтому эти характерные точки стараются, по возможности, выводить из зоны обработки. Практическая область использования рассмотренной схемы резания по углу пересечения осей составляет $0 < \nu < 60^\circ$ [5]. Более подробный аналитический анализ кинематически аналогичной схемы резания представлен в работе [5], который справедлив и для рассматриваемого случая.

Моделирование процесса свободнообкатного резания при обработке наружной сферической поверхности можно проводить также как и при обработке внутренней цилиндрической и сферической поверхностей [3]. При этом останавливаем заготовку 1 (рис. 2), для чего резцу 2, имеющего режущую кромку 3, сообщаем вращательное движение вокруг оси заготовки с угловой скоростью равной по величине угловой скорости заготовки и направленной в противоположную сторону [4].

Применяя теорему о сложении вращений двух твердых тел вокруг пересекающихся осей, находим вектор абсолютной угловой скорости системы W как геометрическую сумму векторов $-\overline{W}_s$ и \overline{W}_n , который в неподвижном пространстве и во вращающемся теле опишет в них условные линейчатые поверхности. Поверхность, связанная с заготовкой и образованная движением мгновенной оси в неподвижном пространстве, будет неподвижным аксоидом, имеющим форму наружного кругового конуса.

Поверхность, которая связана с вращающимся инструментом и образована движением мгновенной оси в подвижном пространстве, будет подвижным аксоидом, имеющим форму также наружного конуса. Таким образом, обработанная наружная сферическая поверхность формообразуется методом обката.

Анализ схемы свободнообкатного резания показал, что полученные зависимости достаточно полно отражают кинематические и некоторые физические особенности процесса резания. Данный метод обработки является перспективным и дальнейшее исследование отдельных аспектов его является актуальным.

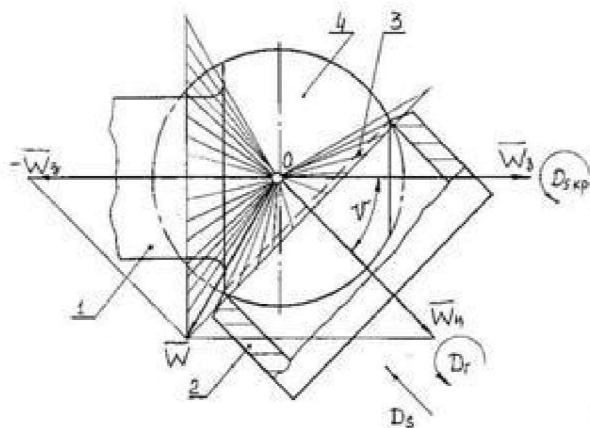


Рис. 2 Схема обкатки свободнообкатного резания

А.В., Краснощек Ю.С. Обоснование кинематической модели свободнообкатного резания // Резание и инструмент в технологических системах. Международный научно-техн. сборник – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2008. Вып. 74. – С. 126 ... 132. **4.** *Лойцянский Л.Г., Лурье А.И.* Курс теоретической механики. Т. 1. Статика и кинематика. – М.: Наука, 1982. – 352 с. **5.** *Добровольский А.В., Краснощек Ю.С.* Кинематика свободнообкатного резания с пересекающимися осями для обработки внутренних поверхностей // Резание и инструмент в технологических системах. Международный научно-техн. сборник. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2008. Вып. 74. – С. 116 ... 125.

Поступила в редколлегию 13.01.09

ПІДГОТОВКА ВИХІДНОЇ ІНФОРМАЦІЇ ДЛЯ СИСТЕМИ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ МОДУЛЬНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ

The article deals with describe machine parts are based on modular technology.

Важливим елементом в комплексі робіт по скороченню термінів технологічної підготовки виробництва є створення ефективних систем автоматизованого проектування технологічних процесів виготовлення виробів. Вирішенням питань вдосконалення методів проектування технологічних процесів і автоматизації ТПП займалися такі видні учені як С.П. Мітрофанов, А.П. Соколовський, А.Н. Каширін, В.М. Кован, Б.С. Балакшин, В.С. Корсаков, А.А. Маталін, Б.Е. Челіщев, А.П. Гавриш, Г.К. Горанський, В.Д. Цветков, Б.М. Базров і ін. Їх працями розроблені методи проектування індивідуальних, типових, групових, модульних технологічних процесів, розроблені автоматизовані системи технологічної підготовки виробництва.

Велику складність при створенні таких систем представляє процес опису самої деталі, який є досить складним і трудомістким, таким, що вимагає спеціальних знань і навиків. Складність процесу опису деталі зумовлює високу вірогідність помилок, які можуть привести до помилок в технологічному процесі. Таким чином, всі переваги автоматизації процесу проектування зводяться нанівець високою трудомісткістю опису деталі. Досягти спрощення процесу опису деталі, а також самого процесу проектування технологічного процесу можна, якщо в основу системи САПР ТП покласти принципи модульної технології.

Метою даної роботи є формулювання принципів підготовки вихідної інформації для системи автоматизованого проектування модульних технологічних процесів.

На відміну від звичайних методик, де образ деталі формується за допомогою сукупності окремих елементарних поверхонь і зв'язків між ними, в модульній технології деталь описується сукупністю модулів поверхонь [1, 2]. Оскільки модуль поверхонь є типовою сукупністю поверхонь, то спрощується процес опису деталі, значно скорочується об'єм інформації, що вводиться, спрощується структура самої системи проектування.

У ряді робіт [2, 3, 4] пропонується методика опису деталі для модульної технології. Проте в обох роботах в основу опису деталей покладений опис елементарних поверхонь деталей і зв'язків між ними. Далі окремі поверхні об'єднуються в групи по ряду різних ознак, як які можуть бути використані службове призначення, різні технологічні ознаки. Для опису елементарної поверхні використовуються різних поєднання характеристик. У роботі [3] ними є тип поверхні (циліндрова, конічна і так далі), вид поверхні (зовнішня, внутрішня, така, що охоплює, охоплювана) і вид профілю поверхні (гвинтовий, шліцьовий і так далі). Різні комбінації цих характеристик утворюють безліч елементів, частини яких набуває порожнє значення. Таким чином, використання такого підходу до опису деталі приводить до необгрунтованого збільшення інформаційної бази системи автоматизованого проектування, нераціонального використання ресурсів системи.

Використання зазначених методів опису конструкції деталі не дозволить підготувати вихідну інформацію в обсязі, достатньому для проектування технологічного процесу, так як будуть описані лише окремі модулі поверхонь та їх розмірні характеристики. Цієї інформації недостатньо для вирішення таких питань технологічного проектування, як доцільність використання різних груп верстатного обладнання та його розмірів, методів обробки, тиру та розмірів інструменту і т.п.

Всю інформацію про конструкцію деталі при проектуванні модульного технологічного процесу можна розділити на дві частини:

– загальна, яка описую форму деталі, перелік модулів поверхонь, зв'язки розмірні та точності між модулями, її габаритні розміри та, відповідно, визначає потрібні розміри робочого простору обладнання, переважні методи обробки і т.п.;

– внутрішньомодульна, яка описує наявні в модулі поверхні, їх розміри та точність.

Для опису загальних даних про деталь може бути використана класифікація, розроблена Е.П.Квасовим і викладена в роботі [4]. Структурна схема класифікації представлена на рисунку 1.

Як видно з представленої схеми, дана класифікація містить 4 рівні групування деталей. На першому рівні проводиться визначення типу даної деталі (тіло обертання, не тіло обертання).

Другий рівень класифікації весь масив аналізованих деталей з урахуванням використання металоріжучого устаткування і пристосувань утворює п'ять технологічних класів деталей, що обробляються: у центрах; у патроні; при кріпленні на кубі або плиті; плиті; глобусном столі. Третій, інструментальний рівень класифікації визначається кількістю інструментів, яка може бути встановлене в магазині (різцетримачі) устаткування, що виконує операцію з максимально можливим числом різних оброблюваних поверхонь.

Кожен освічений підклас деталей (незалежно від розмірних характеристик оброблюваних поверхонь) характеризується єдністю виду оброблювального устаткування, установки оброблюваної деталі і інструментальної наладки. Утворення груп деталей, що характеризуються спільністю технологічного процесу і оброблюваних на устаткуванні одного типорозмера, проводиться по розмірних характеристиках робочих зон верстатів, є четвертим рівнем класифікації.

Під робочою зоною устаткування розуміється об'ємна характеристика простору, в межах якої може бути проведена установка і обробка деталі інструментом.

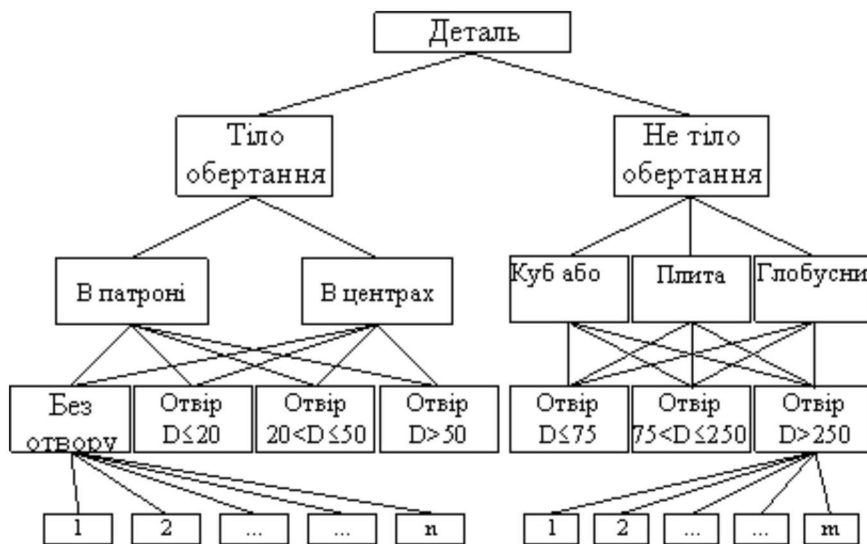


Рис. 1. Структурна схема групування деталей

На основі такої схеми можливо утворити технологічний код деталі.

Кодування деталі здійснюється шестизначним буквено-цифровим кодом, який має вигляд:

ABCDEF

де А – ознака класу деталі (1 – тіло обертання; 2 – не тіло обертання);

В – переважний спосіб базування деталі при обробці;

С – наявність отвору і його тип (для тіла обертання – центральне);

D – довжина деталі;

Е – найбільший діаметр деталі тіло обертання або ширина для корпусної деталі;

F – діаметр центрального отвору для тіла обертання або висота для корпусних деталей.

Як відомо, модулем поверхонь є стабільне поєднання декількох поверхонь. Тому процес опису деталі зводиться до опису номенклатури вхідних в неї модулів поверхонь, їх взаємного розташування і зв'язків між ними. Опис кожного конкретного модуля поверхонь також досить просте, оскільки складається з переліку присутніх і відсутніх елементів типового модуля і їх геометричних і якісних характеристик.

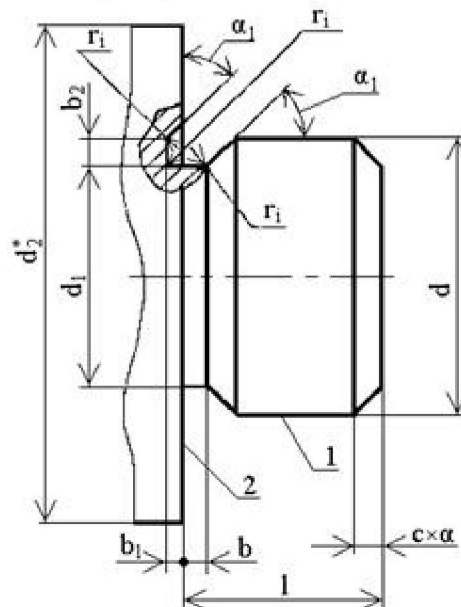


Рис. 2. Типовий модуль поверхонь МПБ312

Розглянемо приклад опису типового модуля поверхонь МПБ312, який містить циліндрову поверхню 1, торцеву поверхню 2 (комплект баз) і технологічні елементи: фаску і канавку для виходу інструменту (рисунок 2). Конструкторське оформлення цього модуля в різних деталях відрізняється розмірами елементів модуля, вимогами до фізико-механічного стану поверхневого шару і видом технологічної канавки для виходу інструменту. Таким чином описати цей модуль можна за допомогою таблиці 1.

У випадку, якщо який-небудь елемент відсутній, то відповідна йому розмірна характеристика або відсутній або прирівнюється до нуля. Величина розміру d_2 є довідковою і детальніше описується в сусідньому модулі. Величини допусків обмовляються тільки для основних поверхонь модуля, оскільки для решти поверхонь вони зазвичай

спеціально не обмовляються і приймаються по 14 квалітету точності.

Так само можна описати також і всі інші модулі поверхонь з урахуванням їх специфічних особливостей і переліку вхідних в них поверхонь.

Таблиця 1 – Опис типового модуля поверхонь МПБ3 12

Розмірна характеристика											
d	d ₁	d ₂	l	b	b ₁	b ₂	a	a ₁	r ₁		
10	9,5	20	15	3	2	3	45	45	2		
Точностная и качественная характеристика											
Td		Td ₁		Tl		Твердість поверхні, HRC		Шорсткість поверхні, Ra, мкм		Допуск форми	Допуск взаємного розташування
es	ei	es	ei	es	ei	1	2	1	2		
0	-0.05	0	-0.5	0,1	-0,1	42	–	1,6	3,2	–	–

Висновки

Як видно з викладеного, подібний підхід до опису деталі дозволяє значно спростити опис деталі, зберігши його повноту, і, як наслідок, скоротити об'єм необхідної інформації, зменшити трудомісткість і спростити підготовку початкових даних для автоматизованого проектування технологічних процесів. Зменшення початкової інформації і спрощення її структури також приведе до спрощення структури системи автоматизованого проектування технологічних процесів, що позначиться на якості її роботи і вартості.

Список літератури: 1. *Зиновьев Н.И., Думанчук М.Ю.* Новые аспекты теории проектирования технологических процессов (модульный подход). // Высокие технологии в машиностроении: тенденции развития, менеджмент, маркетинг: труды VII международного научно-технического семинара 'Интерпартнер-97', 24-28 сентября, Харьков-Алушта, с. 91-96. 2. *Базров Б.М.* Совершенствование производства деталей на основе модульной технологии. М.: Информприбор, 1989. Вып. 4. ТС-9 "Технология приборостроения." – С. 52. 3. *Новиков О.А., Тяптов А.Я.* Автоматизированное проектирование модульных технологических процессов // Станки и инструмент. 1989 № 11. с. 21-26. 4. *Матвиенко А.В., Михайлов А.Н., Доронин Д.И.* Структурирование модульных технологических процессов // Прогрессивные технологии и системы машиностроения: сб. научных трудов. – Донецк: Дон-ГТУ, 1998. Вып. 5. с. 106-112. 5. *Квасов Е. П.* Основы технико-экономического обоснования выбора уровня автоматизации механообрабатывающего производства. М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, "Экономика и организация производства". Серия ХМ-11. 1986. С. 32.

Поступила в редколлегию 20.12.08

TESTING RIG FOR EXPERIMENTAL STUDY OF THE MECHANICAL ROCK CUTTING

This paper presents some problems as for the characteristics experimental determination when mechanically cutting coals and rocks. The booth for cutting heterogeneous material, dedicated to the determination of specific resistances when cutting the lignite and sterile rocks is consisted of an hydraulic shaper model 7310 D, a strain dynamometer used for the measurement of the stress in the dipper tooth, the standard dipper tooth, the sample of lignite or rock, the installation for remaking and registering experimental data, and the electrical power plant and central office, both needed for electrical supplying and commanding the booth. The booth provides the existence of cutting forces with values between 5000... 28000 N, cutting rate from 0,05m/s up to 0, 8 m/s and a 1000mm forward motion. Also the set of standard dipper teeth allows a variation of the front rake angle between 10 and 50° and simulation of the dipper tooth abrasive wear. The working table allows using a test sample having the maximum size of 600×500×400 mm.

INTRODUCTION

One issue in bettering efficiency in the mechanization of coal and sterile rocks extraction from the uncover is bettering work parameters of the bucket-wheel excavator, considering the technical endowment glory-holes of lignite from Romania.

Thus, establishing mechanic cutting rocks through chip removal characteristics, such as dipper teeth of the bucket-wheel excavator cut them in practice, represents an essential issue and underlies the concrete knowledge of rock dislocation.

Laws of interdependence among the geometrical and technological parameters of the dipper teeth, dislocated chips parameters and the cut-off conditions parameters that can be established qualitatively and quantitatively for each rock fractionally must be the result of the dates obtained through experimental attempts.

DESIGN FOR PROPER BOOTH

When performing experimental attempts for dislocating coal and mineral rocks using the bucket-wheel excavator which have dipper teeth as the cutting element, it is necessary to conceive and manufacture an experimental attempts booth that contains a suitable shaper, a strain dynamometer which allows measurement of forces that operates upon the dipper teeth and a measurement, processing and recording installation equipped with an electronic computer and the necessary peripheral equipment.

The booth for the inhomogeneous material cutting, designed for experimental attempts in sight of establishing specific cutting resistance of lignite and sterile rocks is shown in figure 1.

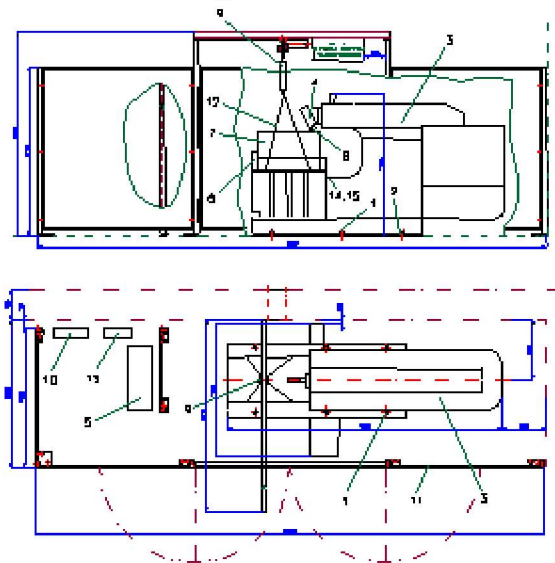


Fig. 1 – The booth for the material inhomogeneous cutting

In this figure we noted:

1 – stone bolts; 2 – rubber carpet; 3 – shaper model 7310 D; 4 – strain dynamometer; 5 – Data processing and recording device; 6 – sample screwing on the work table device; 7 - sample of lignite or sterile rocks fixed in the sample box; 8 – standard dipper tooth for attempts (set made up of six standard teeth: 5 dipper teeth with the variable rake angle ranging between 10-50° and a dipper tooth which simulates wear); 9 - crane for lifting samples on the working table; 10 - electrical power plant and central office; 11 – protection screen; 12 – iron cable for samples handling; 13 - shelf for material keeping.

As figure 1 shows the booth for the experimental attempts is made up of a hydraulic shaper 3 upon which the dynamometer 4 is mounted, the standard dipper teeth 8 that help in cutting the lignite and sterile rock proof samples, packed in the proof boxes 7. Handling sample boxes, in order to fix them on the work table of hydraulic machine through the device 6, is done using a monorail system with the manual crane 9. As for the protection of the operator and experimental data recording and processing device, the screen 11 was designed.

The hydraulic shaper is fixed on the foundation by the screws 1, as it is laid on the rubber carpet 2, which provides systems “machine-teeth-sample” elasticity. The hydraulic shaper offers the possibility of mounting the standard dipper teeth 8 by means of strain dynamometer 4 used as a bounded strain gauge for the measurement of on-tooth forces.

The strain dynamometer is part of the data measurement, recording and processing device. The hydraulic shaper allows achievement of cutting forces ranging between 5000 and 28000 N, and also of adjustable cutting speeds ranging between 0,05 m/s and 0,8 m/s, having a maximum forward motion of 1000mm.

DESIGN DEVICES FOR THE FIXATION SAMPLES ON BOOTH

The device designed for the sample fixation on the booth is shown in figure 2.

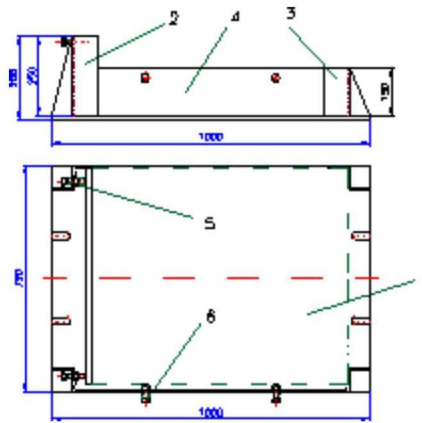


Fig. 2 – The device designed for the fixation samples on the booth

When designing the fixation samples on the booth device, we had in view the fulfil of the following conditions:

- the device can be well fixed on the attempt work table;
- the device has the overall dimensions according to work table and proof box dimensions
- the strong fixation of the proof sample together with it's packing on the device is to be granted;
- the rigidity of the system "work table – proof box", during tests should also be granted;
- the device is to have a simple and attempt solicitations resisting.

In respect of these conditions we designed the device presented in the figure above, which consists of the foot plate 1, pillars 2 and 3, the wall 4 and the frontal and lateral attachment screws 5 and 6.

The base plate 1 composed of iron plate (OL 37) with thickness of 10 mm, is equipped with 4 bezels needed for the fixation of the devices, with screws, on the work table. The pillars 2 are made of equal angle iron, 80×80×10 mm. They are 250 mm high and are endowed with the screws 5 (M16) for the longitudinal fixation of the sample pack.

In order to provide proper fixations and good rigidities for the system, the screws 5 are mounted in 3 couples of holes located 80 mm away from each other. Between the sample box and screws is also located an iron plate 10mm thick upon which the compression is executed. This plate provides the rigidity of the "device of fixation – box for sample" system, during experimental attempts. The device is equipped with a set of 4 iron plate of this type, having the different heights, which replace each other during the experiment.

The pillars 3 are also made up of the same equal angle iron, 80×80×10 mm, and have the height of 150 mm that allows the ram of shaper's penetration down to depths close to sample's base.

The wall 4 located on the same side as the human operator, is also equipped with the screws 6 (M16) so as to transversal lock the sample. When compressing the sample box with the transversal clamping bolts some plate shall interpose between the wooden wall of box and the heads of the screws to prevent its penetration.

In order to increase bending resistances of pillars 2 and 3, when welding on the iron plate 1, we will strengthen them with gussets made of iron plate 10 mm thick.

DESIGN OF THE STANDARD DIPPER TEETH

Standard dipper teeth used-up in tests are due to carry out the following conditions: they must have a similar geometry to that of the dipper teeth that equip the dipper real cutting process; they must have the size to allow their fixation on dynamometer and, by default, test machine; they must provide a rigid fixation during testing periods; they must be made up of wear resistant material to keep the geometry during attempts.

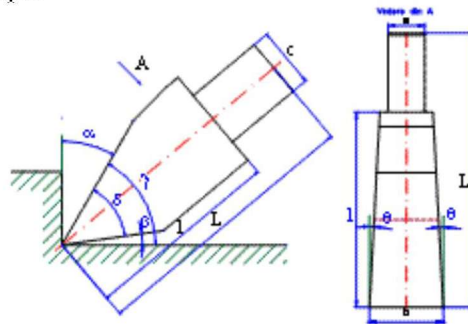


Fig. 3 – Sketch general of a teeth standard

The general sketch of the standard dipper tooth used in attempts is presented in figure 3. In this figure: L represents the total length of the tooth; l - length of the active part of the tooth; b - the width of the cutting edge of the tooth; a , c - the fixation in dynamometer tail transversal section sizes; α - the angle rake; β - the bottom rake; γ - the cutting angle; δ - the angle of keenness; θ - the lateral angle.

The sizes L , l , a , b and c are constant in the whole set of standard teeth. The size of these values come out from the mounting in dynamometer conditions, from the sizes of fitting on the booth, from the experience accumulated with cutting as well as from other examples existing in the world. Thus, we adopted the values $L = 150$ mm, $l = 106,5$ mm, $a = 20$ mm, $b = 40$ mm and $c = 33$ mm.

The angle rake α is variable in order to contains all types of used teeth, choosing the values 10° , 20° , 30° , 40° and 50° . The bottom rake β is dependent on dislocated material's elasticity and it has the values ranging between $5 \dots 15^\circ$. We choose the constant value of 8° . The cutting angle γ is complementary to the back rake angle and has the values of 80° , 70° , 60° , 50° and 40° . The angle of keenness comes out from the values previously defined, because it complies with the relation $\delta = 90 - \alpha - \beta$ (degrees), and has the values 72° , 62° , 52° , 42° and 32° .

The lateral angle θ was picked to have the value of 3° , considering that he eliminates the lateral frictions between teeth and material. This is the solution adopted by the manufacturers with renown in domain.

THE DESIGN OF THE MEASUREMENT DEVICE SCHEME AND THE CHOICE OF NECESSARY APPARATUS

In figure 4 is shown the schema of measurement, recording and processing device scheme for the experimental sizes (forces F_x , F_y , and F_z) which result in from the cutting process.

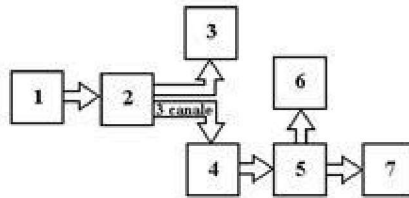


Fig. 4 – Schema of the measurement and recording device

In figure 4 we used the following notations: 1-strain dynamometer; 2- amplifier; 3-oscilloscope; 4-analogue-digital plate; 5-calculator; 6-monitor; 7- printer.

Electric signals produced the resistive transducer, pursuant to the unit deformations that appeared in tensometric bar (which is a constitutive part of the strain dynamometer), are taken over and amplified by the amplifier in the shape of an analogical signal which is then converted into a digital signal by a converting plate and recorded by the computer as a data file. This data file may be processed with of numerical analysis programs, and the results are printed by a printer.

Choose the necessary apparatus.

For the measurement, we use a tensometric device N2300, Romanian manufactured.

The tensometer N2300 is used for the measurement of diverse mechanic sizes such as: deformation and unit efforts, forces, couples, pressures etc. The transducers we use may be of resistive or inductive nature, and they are made of half deck resistance or complete deck resistance.

The results of static measurement are read on prompter. For dynamic measurements an exterior recording instrument can be connected. The measurements may be done in 12 points, providing their individual equilibration and the successive commutation of the amplifier. Reading output meurers can be done on an instrument analogical display instrument (N2321, N2322) or through numerical display (N2323).

Technical characteristics

- the number measurement points: 12;
- the measurement range: $0 \pm 100000 \mu\text{m/m}$ ($0 \pm 50000 \mu\text{V/V}$ for $K=2$ and the power-supply of the deck $4 V_{ef}$) in 10 scales;
- output: $10V_{ef} 20\text{mA}$;
- the linearity: 0,03 %;
- power-supply of the deck: 1, 2, 4, 8 V_{ef} ;
- useful transducers(in half deck resistance or complete deck resistance): $R=50 \pm 1000 \Omega$; $L=2 \pm 25 \text{ mH}$;
- the equilibration in 11 steps;
- the possibility of a utilization of unique compensation transducer for 12 active transducers.

The measurement amplifier with carrier frequency N2314

The amplifier of measurement with carrier frequency N2314 is the part of the “Modular system of tensometric apparatus N2300”. The apparatus can ply with sensitive tensoresistive and inductive elements constitute in half deck resistance or complete deck resistance, to which it delivers power-supply, and whose variations generated by the size of mechanical input quantity, converts them in output voltage.

With proper transducers, having sensitive element of the forenamed types, the apparatus can be used for the measurement of diverse sizes such as: mechanic deformation, forces, couples and pressures. Along with other systems N2300 modules, the amplifier N2314 can constitute specialized measure ensembles.

His functional characteristics and the metrological parameter turn the N2314 amplifier into a large usability apparatus in diverse measurement and check devices and in industry.

The output signal of the N2314 amplifier can be introduced into one of the processed modules (N2331, N2334). The extension of the usability considering the transducers and incoming circuit can be achieved by using the N2315 bridge preamplifier and N2336 modulator adapter, and the extension of the calibration possibility is done using the N2338 module. The apparatus can also be comprised in the many measurement point with manual and automatic commutation and measurement devices.

The functional description of the N2314 amplifier

The N2314 is a carrier and demodulation amplifier that supplies deck of transducers (5kHz, AC.) and outcomes the unbalance of the deck using the direct indications method. The functional description comes out from block diagram shown in figure 4.

The internal sinusoidal generator of 5 kHz (15-20), symmetrically supplies the bridge of floating transducers given the earth mass (without point of table). The deck can be connected with 4, 5 or 6 lines. The last two cases provide the appreciable decrease of errors brought about by cable even in the case of great distances measurements. This effect is obtained through the self-governing of generator’s amplitude, so that to maintain constant supply voltage of the deck. The tuning of the oscillator is accomplished using control threads of the cable.

The calibration of the apparatus can be accomplished using the internal two polarities signals ($\pm 10000 \mu\text{m/m}$) or from the N2338 external drawer, or from another calibration device, (for instance the DIT-5K or UL 2001 laboratory inductive dividers). The N2314 module has no supply switch. The supply is done through connecting-up in the system 220V/50Hz of the display and supply modules(N2321, N2323) or through the connecting-up to the external power supply, which is accomplished by connection at terminals + 24, 0, -24 from the back panel of the N2321 power supply mounted in same box with N2314.

Connecting-up the transducer

The resistive transducers between 25 and 1000 Ω or inductive transducers between 5 and 25 MHz can connect to the apparatus. Before attaching the bridge, it is necessary to verify the isolations of transducers against the piece on which they are attached and their continuity.

In connecting the transducers CETYY 3×2 (18×0.10) cable is used

CONCLUSIONS

The booth for the inhomogeneous material cutting designated to the determination of cutting unit resistance when cutting lignite and sterile rocks is formed of the 7310 D hydraulic shaper, a strain dynamometer used for the measurement of stress in dipper teeth, the standard dipper tooth, a lignite or rock sample, the processing and recording experimental data device and the electrical power plant and central office.

The ram of shaper is hydraulic manipulated, that allows easy adjustment of forces and cutting velocity. The maximum pressure in the hydraulic circuit 6.3 MPa. The flow of the hydraulic pump is maximum 100 l/min and minimum 50 l/min.

The booth provides a cutting force ranging between 5000...28000 N, cutting velocity ranging between 0,05 and 0,8 m/s and a forward motion of 1000 mm. The set of standard teeth allows a variation of the angle rake from 10 and 50° and the simulation of the tooth wear. The work table permits the use of a sample having the maximum sizes of 600×500×400 mm.

The proof sample can be fixed on the booth’s work table through a bolting device that permits the longitudinal and transversal clamping of the box.

The shaper and the processing and recording experimental data device are surrounded by a metallic screen in order to

protect the device and the operator. The overall size of the booth along with protective screen is 6886×3010×2640 mm.

Conclusively the designed booth permits the determination of the cutting characteristics when cutting the lignite and sterile rocks, as well as the establishing of laws that relate these characteristic to the parameters of the used teeth and dislocated slivers.

References: 1.*** - Studiul comportării la tăiere mecanică a rocilor sterile din descoperă stratelor de lignit și a lignitului în carierele aparținând CNL „Oltenia” în vederea creșterii performanțelor tehnice și economice a extragerii cu ajutorul excavatoarelor cu rotor. Faza 2/2002: Conceperea și realizarea standului pentru efectuarea încercărilor experimentale în vederea stabilirii caracteristicilor la tăiere mecanică a rocilor sterile din descoperă stratelor de lignit și a lignitului. Stabilirea metodologiei de cercetare. Contract de cercetare științifică nr. 2/30.07.2002, încheiat cu Compania Națională a Lignitului „Oltenia” Târgu-Jiu. 2.*** - Documentația tehnică a șepingului, model 7310D, conform GOST 1105-74. 3.*** - Cartea tehnică a instalației tensometrice tip N 2300.

Поступила в редколлегию 15.05.2008



Разработана методология определения оптимального сочетания прочностных свойств алмазных зерен и связки на стадии изготовления алмазных кругов и методология расчета оптимального соотношения прочности связки, алмазных зерен и их концентрации в зависимости от прочностных свойств обрабатываемого материала

Эффективность процесса алмазного шлифования определяется качеством и характеристиками алмазных кругов и правильностью выбора условий шлифования. Первое условие в большей степени обеспечивается на стадии изготовления алмазных кругов, второе – на стадии их эксплуатации.

В процессе шлифования материалов, твердость которых не позволяет обеспечить классическое требование теории резания о 2-х кратном превышении твердости инструментального материала (ИМ) над обрабатываемым (ОМ), определяющим может являться соотношение прочностей элементов системы "обрабатываемый материал - алмазное зерно - связка круга". Например, при алмазном шлифовании сверхтвердых материалом (СТМ), когда твердости ИМ и ОМ практически одинаковы, эффективность процесса полностью определяется оптимальностью выбора соотношения прочностей СТМ, алмазных зерен и связки круга [1].

В настоящее время в Украине существует несколько сотен марок связок применяемых в алмазных кругах. Эти связки существенно различаются по своим прочностным свойствам. Например, только металлические связки имеют довольно широкий диапазон прочности от алюминиевых до твердосплавных.

Таким же широким прочностным диапазоном характеризуются прочностные свойства алмазных шлифпорошков от АС2 до АС160Т, различающимися по прочности в сотни раз.

Однако в настоящее время отсутствует методология выбора оптимального сочетания прочностных свойств алмазных зерен и металлической связки применительно к обработке конкретного обрабатываемого материала.

Существующие в литературе рекомендации по применению тех или иных алмазных зерен и металлических связок носят достаточно обобщенный характер и имеют широкие диапазоны. Такие рекомендации, с учетом высокой стоимости алмазных зерен (отличается в сотни раз, в зависимости от марки зерна) приводят к низкой эффективности их использования и, как следствие, высокой себестоимости процесса алмазного шлифования, что существенно сдерживает его применение в процессах обработки. К нерациональному использованию алмазных зерен также приводит не всегда обоснованное назначение уровня их концентрации в алмазных кругах. Традиционно применяемая в серийно выпускаемых кругах концентрация алмазных зерен (25,50,100,150,200%) требует существенного уточнения. Наши предварительные исследования показали, что для обработки конкретного ОМ должны быть выбраны конкретные по прочности (и цене) алмазные зерна, они должны быть заложены в определенную, по своим прочностным свойствам, связку и их количество (концентрация) в круге должна быть строго определенной (расчетной).

С целью экономии алмазных зерен их концентрация не должна ограничиваться серийно выпускаемой, при этом должна решаться также задача оптимального сочетания прочностных свойств металлической связки и алмазных зерен, с точки зрения сохранения их целостности в процессе спекания алмазных кругов.

В работе сделана попытка разработать расчетную методологию решения данной проблемы. Методология расчета базируется на 3D моделировании напряженно-деформированного состояния зоны шлифования и анализе процессов разрушения происходящих в этой зоне в зависимости от прочностных свойств алмазных зерен, связки и обрабатываемого материала.

Новые возможности изучения напряженно-деформированного состояния при спекании (изготовлении) алмазных кругов и зоны шлифования открылись с появлением пакетов программ по методу конечных элементов (МКЭ) типа "Cosmos", "Nostran" и "Ansys". Реализованная с использованием таких пакетов методология 3D моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС) зоны шлифования СТМ позволила расчетным путем (теоретически), без длительных и трудоемких экспериментов, разработать экспертную систему процесса шлифования, позволяющую прогнозировать и оптимизировать процесс бездефектной обработки как существующих, так и вновь создаваемых сверхтвердых материалов [2].

С использованием разработанной методологии 3D моделирования НДС проведены исследования процесса спекания алмазных кругов на металлических связках и зоны шлифования различных труднообрабатываемых материалов, с целью определения оптимального сочетания прочностных свойств алмазных зерен, обрабатываемого материала и металлической связки, как на стадии изготовления алмазных кругов, так и на стадии их эксплуатации (рис.1).



Рис. 1 – Последовательность определения оптимального сочетания прочностных свойств обрабатываемого материала, металлической связки, алмазных зерен и их концентрации

Задачей процесса 3D моделирования НДС зоны спекания алмазоносного слоя круга на металлической связке является определение оптимального сочетания прочностных свойств алмазных зерен и связки, при которых обеспечивается сохранение целостности алмазных зерен в процессе спекания алмазного круга.

Вопреки существующим представлениям о модели алмазоносного слоя кругов, как совершенной [3,4,5], нами установлено, что структура алмазного слоя кругов содержит исходную дефектность в виде поврежденных алмазных зерен, которая количественно определяется безразмерной величиной степени повреждения алмазных зерен [6].

В работе Н.В. Новикова [6] установлено, что гранулометрический анализ зерен синтетических алмазов АС50 400/315, извлеченных рекуперацией из образца твесаля, показал, что в процессе спекания остаются неразрушенными только около 10-20% зерен. При этом показано, что на степень повреждаемости алмазных зерен в процессе спекания композиционных алмазосодержащих материалов (КАМ) существенное влияние оказывает концентрация в них алмазных зерен. Так увеличение концентрации с 50 до 150% повышает повреждаемость алмазных зерен в процессе спекания в 2,8 раза.

Поскольку технология спекания алмазоносного слоя круга, например, на твердосплавной связке типа ВК, практически идентична с технологией спекания КАМ, объективно предположить, что и при спекании алмазных кругов в завершённом круге часть зерен также разрушается.

Процесс спекания алмазных кругов сопровождается уменьшением процента основной фракции (крупных зерен) на 20 – 30% [7].

Причем алмазные зерна различной прочности, очевидно, будут подвергаться разрушению в процессе спекания по-разному. Безусловно, и состав металлической связки, и, как следствие, технологические параметры спекания кругов, будут оказывать существенное влияние на степень повреждаемости алмазных зерен.

При 3D имитации процесса спекания, фрагмент алмазоносного слоя круга моделировался кубом с размерами 300x300x300 мкм, с помещенным в центре алмазным зерном в форме октаэдра с размерами 100x100 мкм, что соответствует 100% концентрации алмазного круга. При моделировании круга с 50% концентрацией алмазных зерен, размер куба увеличивался в два раза и т.д. Модель нагружалась давлением и температурой соответствующей реальному процессу спекания алмазных кругов. Принято, что если приведенные напряжения в алмазном зерне превышали предел его прочности, оно считалось разрушенным (дефектным). Моделировался процесс спекания алмазоносного слоя на различных металлических связках от алюминиевых до твердосплавных с различными по прочности алмазными зернами, от АС2 до АС160Т. Путем варьирования сочетанием прочности алмазных зерен и их концентрации в круге для различных металлических связок определялось такое их сочетание, при котором обеспечивалось сохранение целостности алмазных зерен, т.е. они не должны разрушаться в процессе спекания.

В модельных экспериментах для анализа влияния марки покрытия на сохранение целостности алмазных зерен использовались покрытия из никеля и натриевоборосиликатного стекла. В расчетах материал связки М6-14, материал зерна АС6, материал металлофазы с преобладающим содержанием железа, оставались неизменными. Модели нагружались температурой от 800 до 1000 °С.

Модели влияния марки покрытия на 3D НДС в элементах системы «зерно – металлофаза – покрытие – связка» при температуре 1000 °С представлены на рис.2.

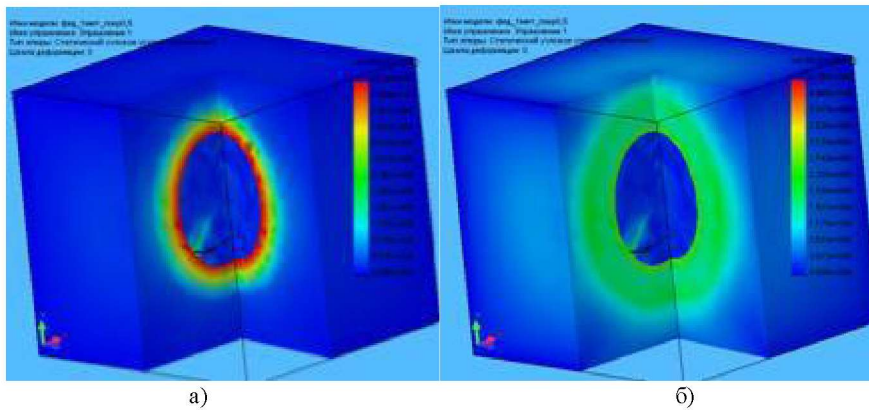


Рис. 2 – Влияние марки покрытия на 3D НДС в элементах системы «зерно – металлофаза – покрытие – связка»: а) никель; б) натриевоборосиликатное стекло.

Проведенные расчеты показали, что применение покрытия из натриевоборосиликатного стекла уменьшает величину разрушающих напряжений в зерне примерно на 15% больше, чем покрытие из никеля.

Установлено, что далеко не все серийно выпускаемые круги с используемым сочетанием марки алмазных зерен и марки металлической связки могут быть изготовлены со стандартной концентрацией алмазных зерен без нарушения их целостности. Так например, при спекании круга на связке М6-14 с алмазными зернами марки АС6, их концентрация в круге не должна превышать 7%, в противном случае они будут разрушаться уже в процессе изготовления круга. Показано, что для гарантийного сохранения целостности алмазных зерен практически во всех серийно выпускаемых кругах, их концентрация должна быть существенно меньше применяемой. Такая тенденция хорошо увязывается с возможностью и необходимостью снижения концентрации алмазных зерен в круге до уровня 10-15% при шлифовании сверхтвердых материалов [8].

Установлено, что для сохранения целостности алмазных зерен в процессе спекания круга должно быть строго соблюдено сочетание марки алмазных зерен и марки металлической связки. Следовательно, для круга 100% концентрации зерен в различные металлические связки могут быть заложены алмазные зерна по прочности не ниже указанных в таблице 1.

Таблица 1 – Предельно допустимые прочности алмазных зерен для различных связок

Связка	М1-01	М2-09	М6-14	ВК
Зерно	АС6	АС32	АС50	АС160

Таким образом, на первом этапе исследований установлены оптимальные сочетания прочностей металлической связки и алмазных зерен с предельно допустимой концентрацией их в круге, обеспечивающие сохранение целостности алмазных зерен в процессе изготовления алмазных кругов. Полученные на первом этапе оптимальные соотношения прочностей связки, алмазных зерен и их концентрации, являются лишь ограничивающими параметрами (характеристиками), и должны быть уточнены для процесса алмазного шлифования в зависимости от прочностных свойств обрабатываемого материала.

После получения установленных ограничений определяем оптимальное сочетание прочности обрабатываемого материала, связки, алмазных зерен и их концентрации в круге, обеспечивающее максимальную эффективность процесса шлифования. В процессе эксплуатации, оптимальное сочетание прочностей связки, алмазных зерен и их концентрации, определяем в зависимости от прочностных свойств ОМ. Для этого также используется методология 3D моделирования НДС, только для зоны шлифования.

Оптимальное сочетание прочностей связки, зерен и их концентрация должно обеспечивать такой уровень НДС в зоне шлифования, при которых:

- обеспечивается удержание алмазных зерен в связке;
- исключается хрупкое микроразрушение алмазных зерен (при шлифовании "мягких" материалов) или их самозатачивания без образования площадок износа (при шлифовании "твердых" материалов);
- обеспечиваются максимальные напряжения в обрабатываемом материале (съем припуска);
- исключается образование недопустимого дефектного слоя (брак).

Исходными данными должны быть физико-механические свойства ОМ и/либо прочность алмазных зерен и связки, тогда результатом расчета будет являться концентрация алмазных зерен, либо прочность связки и концентрация алмазных зерен, тогда результатом расчета будет прочность алмазных зерен и т.д.

Расчетная схема и пример результатов расчета 3D НДС системы "СТМ -зерно- связка" приведены на рис.3

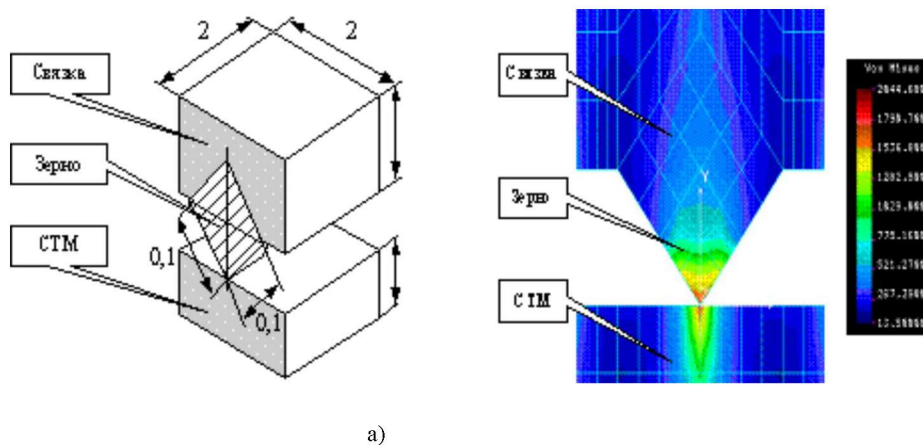


Рис. 3 – Расчетная схема 3D модели зоны шлифования (а) и пример результатов расчета НДС системы "СТМ-зерно-связка"

Таким образом, теоретически определена область оптимального разрушения элементов системы "СТМ - зерно - связка", в которой зерно удерживается в связке и не разрушается, а СТМ разрушается в контакте, но не растрескивается из-за общей нагрузки всех зерен (исключается брак) (рис.4).

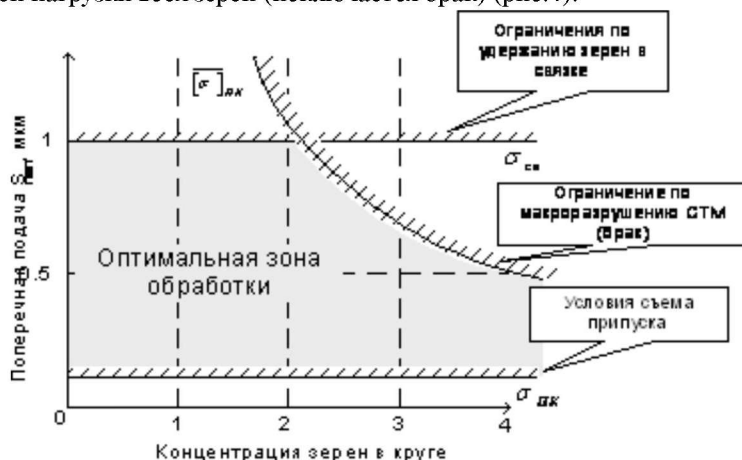


Рис. 4 – Результаты расчета оптимальной концентрации алмазных зерен и поперечной подачи по прочностным свойствам элементов зоны шлифования

Теоретически может быть определена область оптимальных условий алмазного шлифования различных марок СТМ, в том числе и вновь создаваемых. Дальнейшие экспериментальные исследования с целью сокращения их объема, будут проводиться в этой области.

Применительно к алмазному шлифованию сверхтвердых материалов определены оптимальные характеристики алмазных кругов и условия обработки (табл. 2).

Таблица 2 – Оптимальные характеристики алмазных кругов на этапе их эксплуатации

Обрабатываемый СТМ	Прочность алмазных зерен	Прочность металлической связки, ГПа	Концентрация алмазных зерен в круге	Скорость шлифования м/с	Нормальное давление, МПа
АСПК	АС160	600	5-7	40-50	3-4
АСБ	АС85	500	8-11	35-40	2,5-3
ДАП	АС60	400	12-15	30-35	2-2,5
СКМ	АС32	300	17-22	25-30	1,5-2
Гексанит-Р	АС15	100	25-35	20-30	1-1,5
Эльбор-Р	АС15	100	35-50	20-30	1-1,5

Такое соотношение прочностных свойств обрабатываемых материалов, связки и алмазных зерен обеспечивает бездефектную обработку при условии максимально возможной производительности и минимального удельного расхода зерен в процессе алмазного шлифования. Определение подобных оптимальных соотношений применительно к процессу алмазного шлифования не только СТМ, но и твердых сплавов, керамики, полимеров и других материалов, является одним из важных резервов повышения эффективности данного вида обработки.

Таким образом, разработана методология определения научно обоснованных рекомендаций по применению оптимального сочетания прочностей связки, алмазных зерен и их концентрации для эффективного шлифования материалов различной прочности. Установлено, что прочность связки круга является важнейшим параметром, определяющим не только степень алмазоудержания, но и производительность процесса шлифования. Концентрация

алмазных зерен в круге должна назначаться исходя из соотношения прочностей элементов системы "ОМ-зерно-связка". Уровень дефектности при алмазном шлифовании СТМ определяется соотношением прочностей СТМ, связки, алмазных зерен и их концентрацией в круге. Выбор зернистости алмазного круга следует проводить с учетом прочностных свойств различных по величине алмазных зерен.

Список литературы: 1. *Grabchenko A.I., Fedorovich V.A., Rusanov V.V.* 3D simulation of stress-deformed state of grinding zone of superhard materials // Труды Междунар. конф. " International Scientific Conference (MicroCAD -2002), March 7- 8, Miscole, Hungary - 2002. - С.95-98. 2. *Федорович В.А.* Разработка научных основ и способов практической реализации управления приспособляемостью при алмазном шлифовании сверхтвердых материалов: Дис... докт. техн. наук: 05.03.01. - Харьков, 2002. - 469 с. 3. *Доброскок В.Л.* Научные основы формирования рабочей поверхности кругов на токопроводных связках в процессе шлифования: Дис...докт. техн. наук: 05.03.01 - Харьков, 2001. - 447 с. 4. *Резников А.Н., Гаврилов Г.М.* Аппроксимация распределения размеров зерен в алмазных порошках // Синтет. алмазы. - 1974. - № 4. - С. 10-13. 5. *Байкалов А.К.* Введение в теорию шлифования материалов. - К.: Наукова думка, 1978. - 207 с. 6. *Новиков Н.В., Майстренко А.Л., Кулаковский В.Н.* Сопротивление разрушению сверхтвердых композиционных материалов. - Киев: Наук. думка, 1993. - 220 с. 7. *Кизиков Э.Д., Верник Е.Б., Кошевой Н.С.* Алмазно-металлические композиции. - К.: Техніка, 1988. - 136 с. 8. *Грабченко А.И., Федорович В.А., Образков Б.В.* Роль концентрации алмазов в круге при шлифовании поликристаллов сверхтвердых материалов // Сверхтвердые материалы: Научн.-теор. журнал.- Киев.-1984.-Вып.1.-С.49-52.

Поступила в редакцию 17.02.2009

ASSESSMENT OF THE COSTS RELATED TO THE EXPLOITATION AND BENEFICIATION OF NATURAL RESOURCES

1. IDENTIFICATION OF OPPORTUNITY COST IN ECONOMICAL RATIONALITY

Natural resources exploitation and valorization in real terms could not be operated in random, hazardous regime because of finite physical amassments, quantitative and qualitative limited or delimited.

In essence, is finding out existence of a *natural capital stock* subject to laws and economic transformation toward goods and services techniques.

Results of transformations (production and reproduction) are rediscovered in *ecosystem* (in *ecology economy* respectively), which is not only supplier (from natural amassment – deposit) of resources but also collector of productive results obtained under laws and economic techniques.

In the same context is present *environment economy*, which quantifies in particular results effects of natural resources exploitation and valorization as pollution, productive externalities from technological flows (junks, wastes), etc.

Apart from consequences, causes, and effects in environmental economy are formalized techniques, procedures, and control instruments through environmental economic policies, as reflections of basic economic policy applied in the area holding exploitable natural resources.

Natural resources economy is rediscovered operational between ecology and environment economies. Mainly, natural resources exploitation and valorization production, management, and marketing have dimensions (amplitude) and intensities which could determine appreciations if there are practiced rational or abusive activities against interconnected system (*Figure 1*).

Economical rationalization of natural resources exploitation and valorization is strictly related to natural resources exploitation and valorization techniques and economy. Searching for competitive comparable options must anticipate benefit, profitability, expected advantage respectively in connection with *opportunities cost* which is dimensional characterized by economical conjuncture in the area in which are situated natural resources assessments.

From natural resources assessments sufficiency are extracted (allocated) to valorization quantitative and qualitative parts directed as use related to request. If is picked up the most acceptable alternative for use of exploited resources and putting into use decision became operative the cost related to respective alternative is characterized by opportunity.

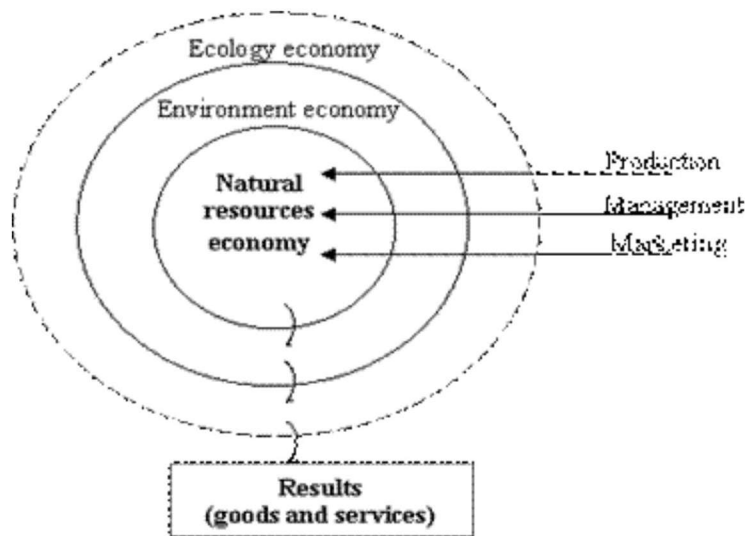


Fig. 1 – Ecology, environment, and natural resources economy influences on physical exploitation and valorization of natural resources.

Measurement of cost opportunity is difficult and presumes “finite elements” differentiation type, but practical solving of particular request for specific natural resources overflow in importance direct cost and became possible identification of real advantages in indirect costs.

2. RELATION BETWEEN SUFFICIENCY AND OPPORTUNITY COSTS

A decision is rational from economic point of view if net revenue (V_{net}) overflow opportunity cost (C_o). Profit value (V_p) is expressed in net revenue as difference between sale price (P) and opportunity cost.

In natural resources valorization and exploitation for conventional positive operative conditions (through proper rational – economical decisions) are expressed as follows:

$$\begin{cases} V_{net} > C_o \\ V_p \in V_{net} = P - C_o \end{cases} \quad (1)$$

Proportional to real cost (C_r) opportunity cost could record three reporting situations, naming:

1. *Opportunity cost is lower than real cost:*

$$\begin{cases} C_o < C_r \\ V_{net}^1 > (C_o < C_r) \end{cases} \quad (2)$$

This is the most favorable situation in natural resources exploitation and valorization decision. It is visible ascertainment that if usual real cost have a specific level (scale) generalized meted, due to some particular or circumstantial situations which refers to a specific natural resource operation cost, opportunity cost respectively, is lower and as such are generated advantages which determines taking of productive engagement decisions in exploitation and valorization.

2. *Opportunity cost is equal with real cost:*

$$\begin{cases} C_o = C_r \\ V_{net}^1 > (C_o = C_r) \end{cases} \quad (3)$$

Identity between conditions that justify natural resources exploitation and valorization decision, productive flow being confirmed as feasible engagement in generality situations accepted by decision bodies is ascertained in this case.

3. *Opportunity cost is greater than real cost:*

$$\begin{cases} C_o > C_r \\ V_{net}^1 > (C_o > C_r) \end{cases} \quad (4)$$

This situation represents reason for extremely careful managerial concern from decision bodies regarding their engagement in natural resources exploitation and valorization process.

It has been founded that reported to usual level of costs for the same natural resource type in a specific location where assessment is located, proper cost (opportunity cost) overflow known average used on international or global scale. Operating with greater costs risk of non-achieving acceptance level for net revenue to ensure expected profit value arise.

At the same time, usually:

$$V_{net}^1 > V_{net}^2 > V_{net}^3 \quad (5)$$

In exchange in absolute value, it is always necessary to be fulfilled requests for recording profit values (V_p^1, V_p^2, V_p^3) which has to be strictly positive:

$$\begin{cases} V_{net}^1 \rightarrow (V_p^1 > 0) \\ V_{net}^2 \rightarrow (V_p^2 > 0) \\ V_{net}^3 \rightarrow (V_p^3 > 0) \end{cases} \quad (6)$$

Comparisons between ranges of profit values shows that, in practice, could be differentiate one from another (Δ) and hierarchy related to quality of decisional, technical, technological, infrastructural, etc. elements founded from one type of natural resource to another.

$$\{\Delta V_p^1 \cong \Delta V_p^2 \cong \Delta V_p^3\} > 0 \quad (7)$$

Therefore, opportunity cost attenuate sufficiency of natural resources, offering the chance for multitude of their exploitation and valorization alternatives.

Romanian economic environment is frequently confronted with need to take decisions in sufficiency of resources conditions. Not only natural resources enter under the incidence of complex decisional process, but also other micro- and macro-economical segments which necessitates allocations and distributions (national public budget, public domain management, water, environment).

Decisions in sufficiency conditions could affect both human communities and material domains or structures, physical from general country infrastructure. In comes out that, almost every time, opportunity cost is take into account as fundamental decisional parameter in formalization of productive and reproductive operational alternatives.

Essentially, opportunity cost participate to resources allocation solving or to identification of most feasible natural resources exploitation and valorization ways, motivating economic operators in productive values system engagement.

3. ORIGINAL CONTRIBUTIONS AND CONCLUSIONS

Starting with 1989 when was produced economical system change in Romania productive operators in national economic environment approach opportunity costs, but their engagement aim toward speculative – circumstantial side in micro-economy.

Frequently, incipient decisions for resources exploitation and valorization was finally invalidated by non-obtaining profit values.

In other cases level of profit values proved to be exaggerated and denatured “input – output” reports in transformation productive flows.

For the first time, in this paper is considered that economic rationality must have included in valuable judgments parameter denominated “opportunity cost”.

Reports between ecology economy elements, those of environment, and natural resources ones presumes manifestation of opportunity costs, which may sustain registration of expected profit values.

Between sufficiency and opportunity costs exists maximum importance relations in respect of solving optimal resources allocation and distribution.

Original relational expressions on opportunity cost related to real cost represent outstanding contributions to identify translation ways of natural resources sufficiency towards their physical, dimensional, and qualitative conventional normality.

Economies, - Cambridge University Press, 1981. 3. Fisher, C.A. *Measurement in Natural Resource Scarcity*, - John Hopkins University, Baltimore, 1979. 4. Brown, GM; Field, B. *Implications of Alternative Measures of Natural Resources Scarcity*, - *Journal of Political Economy*, no.86/1978.

Поступила в редколлегию 15.05.2008

CALCULUS OF LOADS TRANSMITTED TO THE EXTRACTING TOWERS WITH THE HOISTING INSTALLATIONS OF WINDING MACHINES WITH MULTICABLE DRIVING WHEELS ON IN THE CASE OF THE APPLICATION OF THE SAFETY BRAKE

In the paper there are presented certain aspects concerning the determination of loads transmitted through the bearings of the extracting pulleys of the structure of the metallic towers of the extracting installations in the case of the application of the safety brake. The exemplification of the determination of the loads transmitted to the metallic tower in the case of the application of the emergency brake has been done by taking into study the extracting installation „Puț nou cu schip“ belonging to E.M. Lonea

1. Introduction

The normal development of the schedule of the movement of the extracting vessels or the stopping of the machine in a certain position of the vessels (maneuver braking) and the automated stopping of the machine (safety brake), independent of the will of the operator in one of the cases considered perturbations or distress, is insured by a braking device supplied with every extracting machine. Cases considered perturbations or distress are: lack of tension, a decrease in fluid pressure required for acting the brake, over-height of the extracting vessels, passing the max. speed limit overweight etc.

In the paper there are presented certain aspects concerning the determination of loads transmitted through the bearings of the extracting pulleys of the structure of the metallic towers of the extracting installations in the case when the emergency brake is applied due to an overcome of the max speed allowed. In order to study the loads from the extracting cables transmitted to the structure of the metallic towers of the extracting installations through the extracting pulleys in the case when the emergency brake is applied it has been taken into study the tower of the extracting installation „Skip Shaft” from Lonea Mining Plant. The general and exploitation data of the installation taken into study are presented as follow.

2. The extracting installation taken into study

The extracting installation that operates on the new skip well from Mining Plant Lonea, is destined [7] for the extraction from the underground of minerals. The extraction is done from the horizons +169,40; +203,3 and 403,45 to the surface (the surface level is +704,5m, and the skip unloading level is +715,5m).

The installation (fig.1) is ballanced and has an extracting machine type MK 5x2 (fig.2) equipped with two motors type M2M-1000-213-4YXP/1986, of 1000 kW power and a nominal rpm of 54 rot/min (fig.3).

The cables are wrapped around a moving wheel of F 5000 mm (fig.4).

The extracting cables with diameters of F 46,5 mm and a mass (on a linear meter) of 8,049 kg/m are wrapped around the two extracting pulleys of F 5000 mm with a



Fig.1. Extracting installation

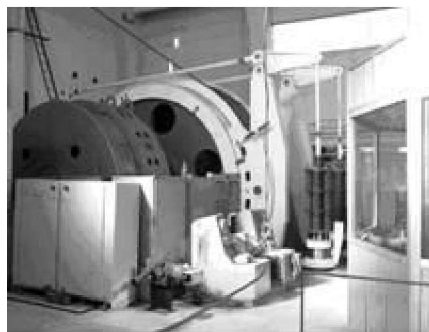


Fig.2. Extracting machine



Fig.3. The motor

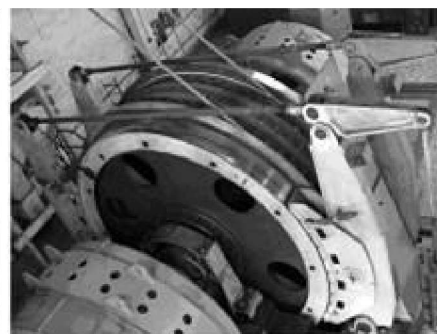


Fig.4. Wrapping organ



Fig.5. Extracting pulleys



Fig.6. Metallic tower

mass (the pulley, the axel of the pulley and the bearing of the axel) of 12.108,84 kg for the top and 11,948,3 kg for the bottom (fig.5), laying on the tower at a height of 47 m (pulley axel) the top and 40 m the bottom. The ballanced cables have a section of 135×20 mm and a mass (on a linear meter) of 9,062 kg. The extracting vessels are skips having a mass (own mass, plus D.L.C., plus D.E.C. and suplimentary mass) of 24.120kg (19.276kg+2x557kg+1230kg+2500kg) from Petrila branch and 21.620kg (19.276kg+2x557kg+1230kg) from Cimpa branch.

The effective load is 7000-8000 kg/skip. Another main component of the extracting installation is the metallic tower (fig.6) with a height until the pulley axel of 47 m. The structure of the tower is composed of the extracting pulley platform sustained by the leading component and the one abutment set up as a frustum pyramid.

The extracting machine lies on the ground (at a height of 6,45 m to the 0 level of the well (well collar), sideways from the tower (well tower), at a distance (of the wheel axel), towards the vertical portion of the extracting cables which enter the well of 45,06 m.

The length of the cable chord (the distance between the tangent points of the cable to the deviating pulley from the tower and the wheel of the extracting machine, in the central position of the chord (perpendicular on the wheel axel)), is for the bottom branch $L_{ci}=52,54$ m, and $L_{cs}=58,78$ m for the top branch.

The incline angles of the cables chords are $b_i = 45^{\circ} 08' 24''$ for the bottom branch and $b_s = 43^{\circ} 36' 52''$, for the top branch [7].

3. Determination of loads

For the determination of the loads (efforts) which act upon the installation taken into consideration it has been taken into study the case when one of the skips is descending (ascending) on one of the branches.

On the calculation of loads it has been considered the fact that their variation is determined not only by the kinematics of the installation (kinematical parameters) but also by certain geometrical elements which define the position of the extracting machine towards the well geometrical elements regarding only the installations where the extracting machine lies on the ground. ([1],[3], [4],[5],[6]).

For this purpose it has been taken into analysis the case when the skip is descending on the top branch (case 1, the skip of the bottom branch is climbing and the top one is descending) and the case when the skip is descending on the bottom branch (case 2, the skip of the bottom branch is descending and the top one is climbing). The diagrams for the space, speed, and acceleration for the two cases taken into analysis are presented into fig 7 case 1 and in fig 8 case 2. The variations of acceleration and space have been used for the calculation of the loads applied to the tower. The determination of the loads acting upon the tower through the deviating pulleys has been done using the d'Alembert principle (the kinetics-static method [2]) taking into consideration the static forces (the weight of the extracting cable, the cage the trolley the pulley and the load), the friction forces (multiple friction and aero-dynamic resistances which for installations with cages is approximated with a coefficient of $k=0,2$ from the useful load [1]) and the dynamic forces (which intervene only in the acceleration and deceleration periods, fig. 7 and fig. 8)).

The variation of the components of the forces from the bearings of the extracting pulleys for the two cases taken into consideration in the case of the application of the security brake on the surpassing of the max admitted speed is presented in fig 9 and fig 10, case 1 and fig 11 and fig 12, case 2.

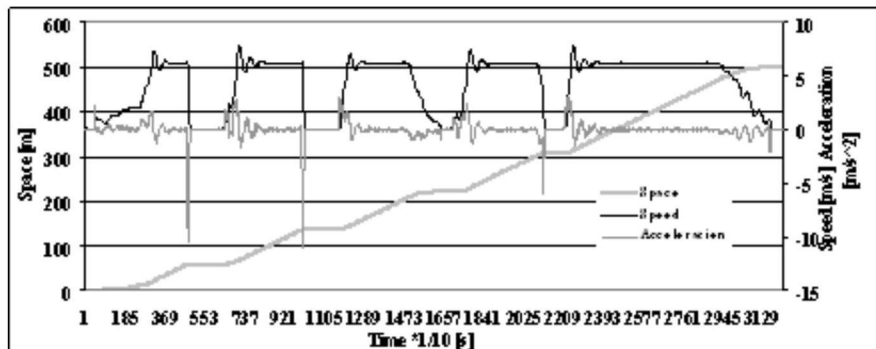


Fig.7. Speed acceleration and space for case 1

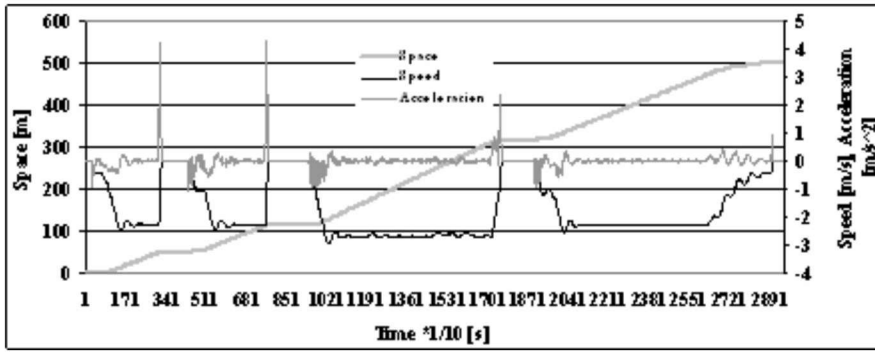


Fig.8. Speed acceleration and space for case 2

The variation of the resultant forces from the bearings of the extracting pulleys for the two considered cases in the case of the application of the safety brake on the surpassing the max admitted speed is presented in fig 13, for case 1,

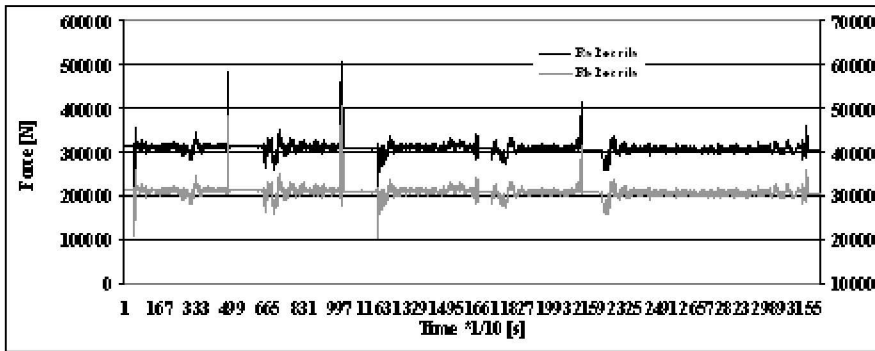


Fig.9. Forces on the bearings of the top pulley for case 1

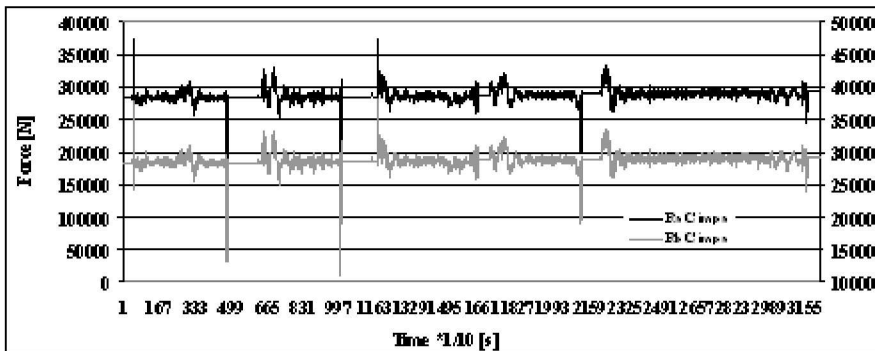


Fig.10. Forces on the bearings of the bottom pulley for case 1

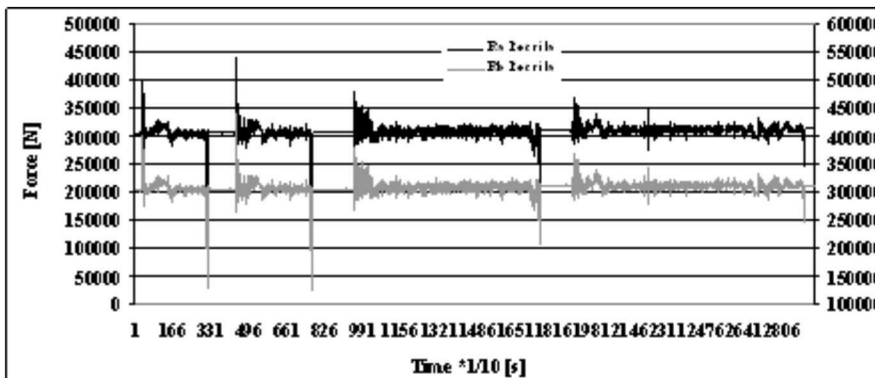


Fig.11. Forces on the bearings of the top pulley for case 2

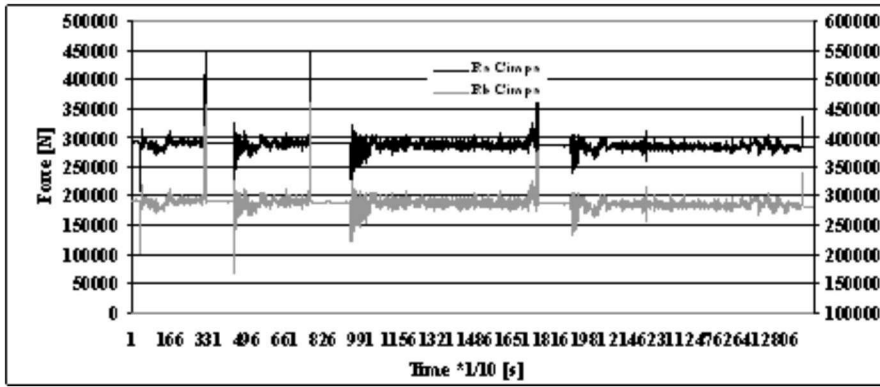


Fig.12. Forces on the bearings of the bottom pulley for case 2

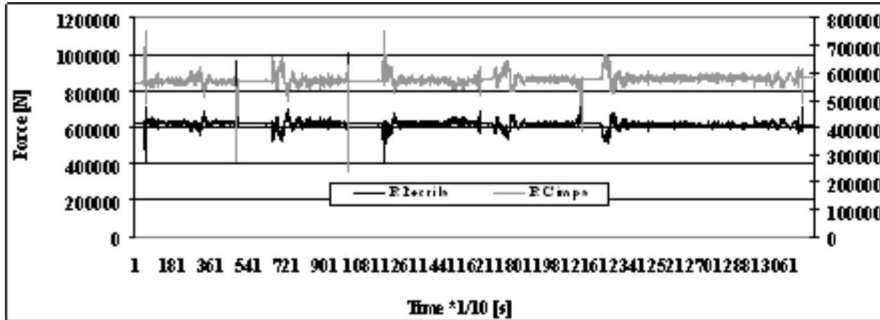


Fig. 13. Reactions from the bearing of the top and bottom pulley when the top cage descends and the bottom one climbs, case 1

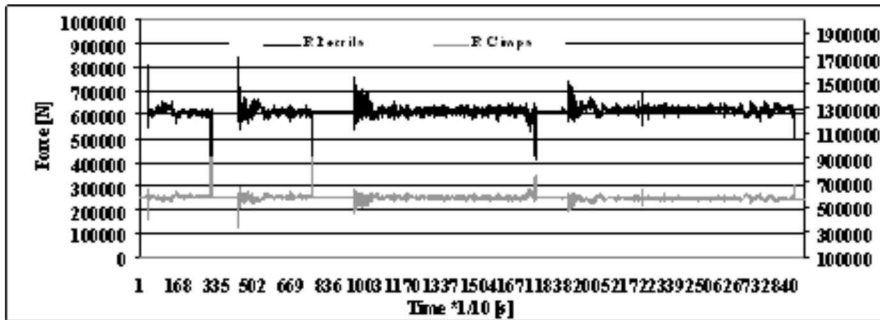


Fig.14. Reactions from the bearing of the top and bottom pulley when the top cage climbs and the bottom one descends, case 2

for the top and bottom pulley and fig 14, for case 2, also for the top and bottom pulley.

The variation of the total resultants (reactions) the forces from the extracting pulleys for the two cases taken into consideration in the case of the appliance of the safety brake on the surpassing of the max speed is presented in fig15 case 1, loads when the top cage descends and the bottom one climbs and fig 16, loads when the top cage climbs and the bottom one descends case 2, for both pulleys.

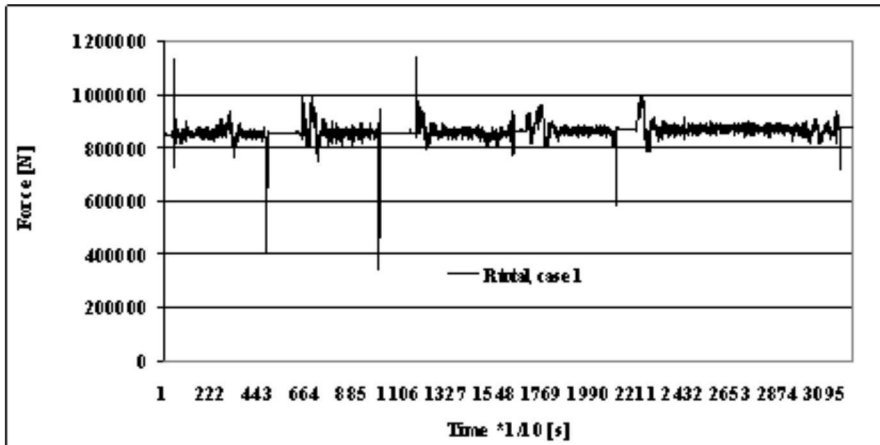


Fig. 15. Total loads when the top cage descends and the bottom one climbs case 1

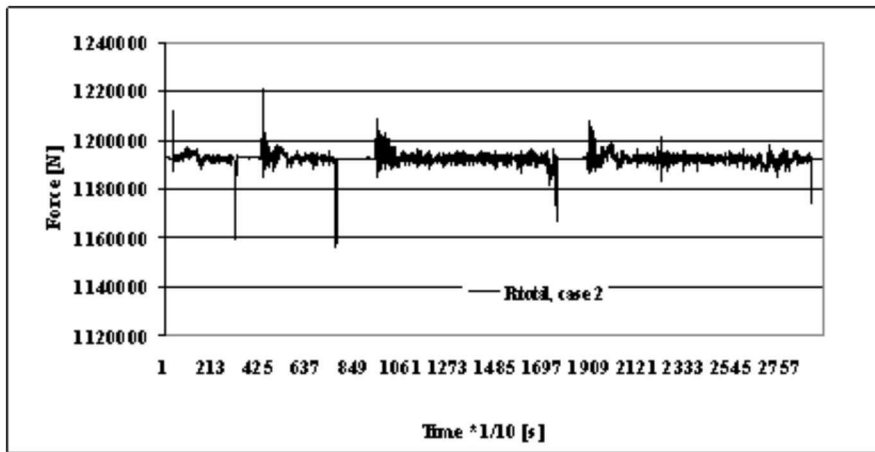


Fig. 16. Total loads when the top cage climbs and the bottom one descends case 2

4. Conclusions

The calculation the structure of the mining extracting towers is done taking into consideration all the unfavorable combinations practically possible of the different loads called groups of loads.

Following the classification and grouping of the loads transmitted to the extracting mining towers in the paper there are presented certain aspects concerning the establishing of the exceptional short term loads due to the extracting cycle in the case of the appliance of the safety brake which are transmitted to the structure skip and the wrapping organ of the extracting machine is moving wheel.

The loads transmitted to the tower through the bearings of the extracting pulleys from the tower due to the efforts from the extracting cables have been considered in the case when the emergency brake is applied due to an overcome of the max speed allowed when the skip are climbing and descending on one of the two extracting branches.

The variation of loads is due both for the cinematic parameters as well as for the geometric parameters of the extracting installation.

As noticed from the variation of the total loads which act upon the tower during an extracting cycle in the case of the appliance of the safety brake the maximum values are in case 1 of the cycle and in case 2 at the beginning of the cycle (fig 15 and fig 16).

The maximum values of the loads determined are further used to determine the values of mechanical stress and strain from the elements of the structure of the metallic tower of the installation in order to verify its resistance.

References: 1. *Magyari A.* Instalații mecanice miniere, Editura tehnică, București, 1990; 2. *Ripianu A., ș.a.* Mecanica tehnică, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982; 3. *Vlad P. C.* Prescripții de calcul pentru instalații de extracție mono și multicablu, Vol. I, O.D.P.T., București, 1972; 4. *Vlad P. C.* Prescripții de calcul pentru instalații de extracție mono și multicablu Vol. II, O.D.P.T., București, 1973; 5. *Itu, V.* Variația sarcinilor ce se transmit în timpul unui ciclu de extracție turnurilor instalațiilor de extracție cu colivii nebasculante și mașină de extracție cu tobă dublă și acționare asincronă, Revista Minelor, vol 168, nr. 6/2005, pag.34-40; 6. *Itu, V.* Influența elementelor geometrice ce definesc poziția mașinii de extracție față de puț asupra sarcinilor de funcționare instalațiilor de extracție transmise structurii turnurilor Revista Minelor, vol 172, nr. 10/2005, pag.21-31.

Поступила в редколлегию 15.03.09

AKTUELLE TRENDS UND PROBLEMSTELLUNGEN IN DER FERTIGUNG VON ZYLINDERLAUFLÄCHEN VON VERBRENNUNGSMOTOREN

In the research programme "Automotive" running at the Otto-von-Guericke-University of Magdeburg the structuring of cylinder running surfaces is one of the main tasks. In this paper a short summary of innovative techniques for the production of these surfaces is given and the aims of the specific project within the "Automotive" programme are presented.

1. Einleitung

Die Fakultät für Maschinenbau der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg hat es sich im Forschungsschwerpunkt Automotive zur Aufgabe gemacht, die Problematik der optimierten Zylinderlauffläche zu beleuchten und Verfahren zur Herstellung dieser Funktionsflächen zu untersuchen. Auf der Basis eines 4 Zylinder 2.0 TDI-Common-Rail Motors der Firma Volkswagen sollen Modifikationen der Laufflächenstruktur generiert und analysiert werden.

Im Folgenden soll ein kurzer Überblick zu aktuellen Trends in der Herstellung von Zylinderlaufflächen gegeben werden und das Forschungsprofil der Universität Magdeburg bezüglich dieser Thematik dargelegt werden.

2. Das tribologische System

Der mechanische Wirkungsgrad von Verbrennungsmotoren und die ölbedingten Kohlenwasserstoff- und Partikel-Emissionen werden maßgeblich durch die an der Kolbengruppe ablaufenden tribologischen Prozesse bestimmt. Insbesondere bei hohen spezifischen Belastungen beträgt der Anteil der Kolbengruppe an den gesamten mechanischen Reibungsverlusten des Motors bis zu 60 % [1]. Ein besonderes Augenmerk im tribologischen System Kolben-Kolbenring-Zylinderlaufbahn liegt auf der Oberflächenstruktur der Zylinderlaufbahn. Diese Struktur bestimmt maßgeblich das Laufverhalten, den Verschleiß und die Emissionen des Verbrennungsmotors und bietet daher immer wieder Ansatzpunkte für Optimierungen, angefangen bei der Wahl des geeigneten Werkstoffs bis hin zur Bestimmung der tribologisch optimalen Makro- und Mikrogeometrie.

Verbesserungen des gesamten tribologischen Systems und damit auch der Zylinderlaufbahn sollen zu einem niedrigen Ölverbrauch und zu einer geringen inneren Reibung des Motors beitragen. Um dieses Anforderungsprofil erfüllen zu können, sollte die Oberfläche der Zylinderlaufbahn im Idealfall hart und glatt sein, wenig Öl speichern, aber dennoch eine gute Ölhaftung bzw. Ölbenetzbarkeit sowie Mikrostrukturen aufweisen, welche einen hydrodynamischen Druckaufbau begünstigen. Zudem ergeben sich häufig im Motorbetrieb, aufgrund thermischer und mechanischer Einflüsse, Verzüge der Zylinderform, welche die Laufeigenschaften der Kolbenring-Zylinderpaarung stark negativ beeinflussen und den Blow-by-Effekt hervorrufen. Hierbei kommt es zum ungewollten Gasstrom vom Brennraum ins Kurbelgehäuse, der aus konstruktiv- oder fertigungsbedingten Spalten zwischen Kolben und Zylinder herrührt.

3. Fertigungstechnische Ansätze

Um diesen Anforderungen fertigungstechnisch zu begegnen, stehen zurzeit unterschiedliche Verfahren aus Forschung und Industrie zur Verfügung, welche sich konkret, auf Grund der zu erzielenden Strukturdimensionen, in der Erzeugung der Endgeometrie unterscheiden. Zum einen wird auf die Generierung einer definierten Makrostruktur der Lauffläche hingearbeitet.

Hierbei sollen Verzüge der Zylinderbohrung, welche durch thermische Ausdehnung und statische sowie dynamische Krafteinwirkung resultieren, vorgehalten werden (Abb. 1).

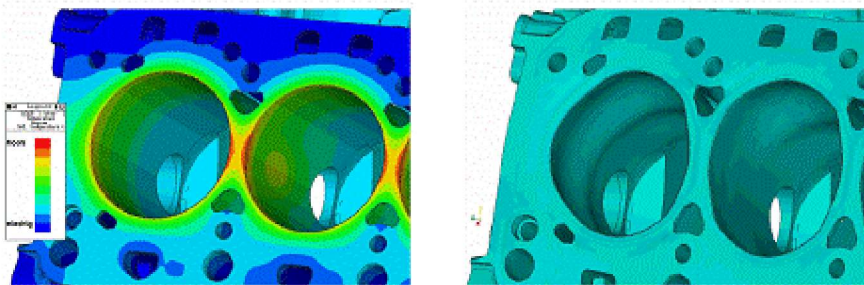


Abb. 1: Verzüge der Zylinderbohrungen im Motorbetrieb [2]

Um im Motorbetrieb eine annähernd optimal zylindrische Hauptbohrungsgeometrie sicherzustellen, wird serienmäßig das Honen mit einer sogenannten Honbrille durchgeführt. Diese Honbrille wird mittels Zylinderkopfschrauben auf den Zylinderenden fest verschraubt und deformiert somit gezielt die Zylinderkonturen. Nachdem der Honprozess beendet ist, wird die Honbrille wieder entfernt und der Zylinder dehnt sich in seine Ausgangsform zurück. Dieses Verfahren eignet sich zur Erzeugung von Zylinderformabweichungen der Ordnung entsprechend der Anzahl an Schraubverbindungen je Zylinder. Einen wesentlichen Nachteil gegenüber anderen Verfahren stellt der zusätzliche Arbeitsgang des Verspannens der Zylinder dar, da hierbei die Taktzeit der Honbearbeitung erhöht wird. Zudem sind die Zylinderschrauben, speziell das Schraubengewinde, in ihrer Lebensdauer begrenzt, da durch die hohen Drehmomente beim Auf- und Abschrauben der Kopfschrauben die Gewinde verschleifen. Eine typische Lebensdauer der Schrauben liegt bei 5 bis 20 Verwendungen [3]. Neuere Ansätze zur Steigerung der Schrauben-Lebensdauer gehen dahin, die Verspannung mit separater Aufbringung der Verformungskraft, beispielsweise durch hydraulische

Spanneinrichtungen oder Federn, zu realisieren, sodass die Schrauben lastfrei eingedreht werden können [3]. Deutliche Vorteile bietet dieses Verfahren hinsichtlich der Definition der zu erzeugenden Geometrie und ihrer anschließenden messtechnischen Erfassung, da als Bezug die Kreis- bzw. die Zylinderform angenommen werden kann. Um die im Motorbetrieb durch thermische Verzüge sich einstellende Zylinderformabweichung in der Vorbearbeitung zu berücksichtigen, kann das Zylinderkurbelgehäuse während der Bearbeitung zusätzlich extern erhitzt werden. Lediglich das Vorhalten der dynamischen Deformation im Motorbetrieb kann durch den Einsatz einer Honbrille nicht realisiert werden.

Hier setzt das Verfahren des sogenannten Freiformhons an, bei dem ein adaptives Honwerkzeug zum Einsatz kommt, das im Vorfeld festgelegte Vorhaltekonturen in die Zylinderlauffläche einbringt. Über die aktiv gesteuerte Variation des Anpressdrucks wird ein örtlich unterschiedlicher Materialabtrag hervorgerufen. Durch die pulsierende radiale Aufweitung des Werkzeuges über Graduierung des Zustelldrucks oder durch den Einsatz piezoaktorischer Komponenten können laut Entwickler komplexe Strukturen und Zylinderformabweichungen bis zur 8. Ordnung durch Überlappung kurz- und langwelliger Pulse gezielt erzeugt werden. Ein hierbei verwendetes Werkzeug mit dynamischer Zustellung einzelner Formhonleisten zeigt *Abb. 2*.

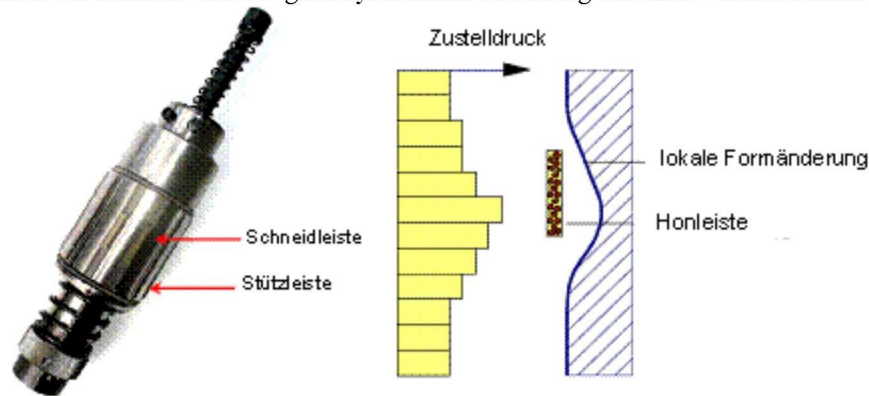


Abb. 2: Formhonwerkzeug [4]

Analog zur Herstellung der Makrostrukturen zielen weitere Fertigungsverfahren auf die Generierung definierter Mikrostrukturen der Lauffläche ab. Die dafür eingesetzten Fertigungsverfahren können wie folgt untergliedert werden:

- Spanende Verfahren mit geometrisch unbestimmter Schneide
- Honen
- Läppen
- Strahlspanen
- Magnetabrasive Bearbeitung
- Optische Verfahren
- Laserstrukturieren
- UV-Photonen Laserbelichten
- Beschichtungsverfahren
- Galvanische Verfahren
- Thermische Verfahren
- Plasmaspritzen
- Lichtbogen-Drahtspritzen
- Hochgeschwindigkeits-Flammspritzen
- PTWA-Spritzverfahren (plasma transferred wire arc).

Den eigentlichen Kernprozess in der Herstellung der Mikrogeometrie von Zylinderlaufflächen stellt das Honverfahren dar. Hierbei wird eine kreuzförmige Struktur von kommunizierenden Riefen zur Schmierstoffspeicherung erzeugt. Um zusätzliche Mikrokavitäten zu schaffen, werden aktuell weitere Fertigungsverfahren dem Honprozess angegliedert. Beim Laserstrukturieren werden mit einem Nd:YAG Laser gezielt Mikrotaschen in die Oberfläche eingebracht und somit eine definierte, systematisch angeordnete Textur in der Größenordnung $10 \times 50 \mu\text{m}$ (T x B) erzeugt (*Abb. 3*).

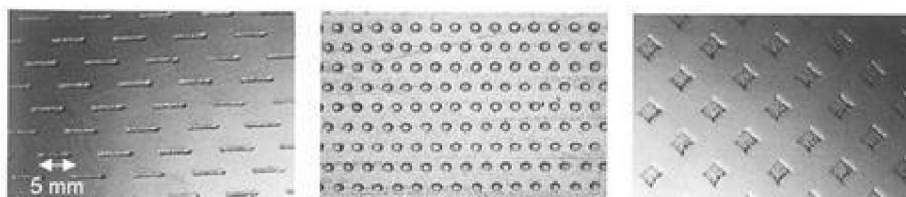


Abb. 3: Oberflächentopografie beim Laserstrukturieren [5]

Im Gegensatz zur geometrisch definierten Strukturierung setzt das Konzept der UV-Photonen Laserbelichtung bei Grauguss mit Graphitlamellen (GJV) auf die Generierung von Schmiertaschen durch Freilegung von vorhandenen Strukturen. Hierbei erfolgt ein Verdampfen der obersten Schicht mit einem Excimer-Laser entlang der gesamten Zylinderbohrung. Neben dem Freilegen der Graphitlamellen, welche als Schmiertaschen dienen, hat das Verfahren den Vorteil, dass sich eine nanokristalline Schicht mit hohem Stickstoffanteil bildet, die der Lauffläche keramische Eigenschaften verleiht (*Abb. 4*). Diese Oberfläche weist

nach der Herstellung keinerlei systematische Honstrukturen auf.

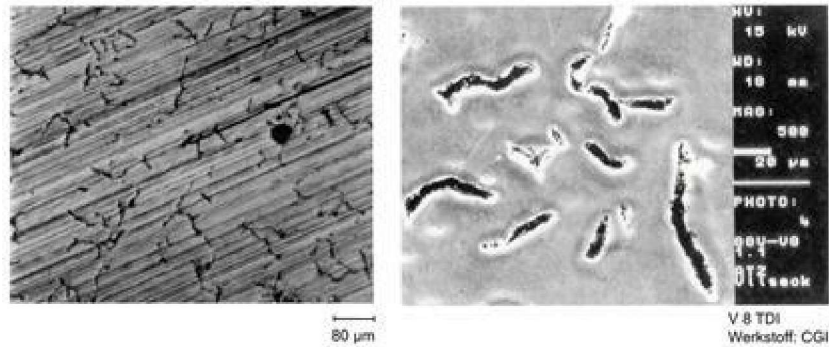


Abb. 4: Oberfläche links vor und rechts nach dem UV-Photonen Laserbelichten [6]

Neben den optischen Bearbeitungsverfahren kann auch über mechanische Fertigungsverfahren eine schmierstoffspeichernde Oberfläche erzeugt werden. Beim Konzept der thermischen Beschichtung wird eine poröse Oberflächenschicht mit Hartstoffpartikeln und Hohlräumen zur Schmierstoffspeicherung erzeugt. Diese Hohlräume und keramischen Hartstoffe des Metall-Matrix-Verbundwerkstoffes werden durch das Honen freigelegt (Abb. 5).

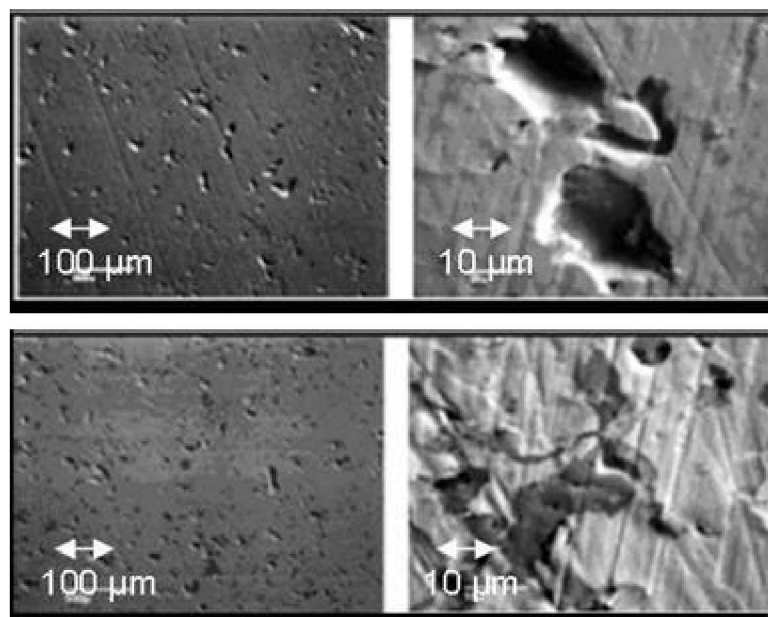


Abb. 5: Gehonnte Spritzschicht [7]

Eine weitere Möglichkeit der Freilegung von Strukturen bietet das Strahlspanen. Hierbei wird beispielsweise über einen Fluidstrahlprozess lose anhaftendes Material von der Oberfläche entfernt. Die Wirkungsweise besteht in der Kombination mit der Gusslegierung, also hauptsächlich über die Ausbildung kleiner, kraterähnlicher Metallausbrüche. Diese entstehen gesteuert über Titancarbid- und Titanitride während der Honbearbeitung. Das Fluidstrahlen bewirkt ein Offenlegen dieser Metallgrübchen und ein Freilegen verschmierter Honriefen (Abb. 6).

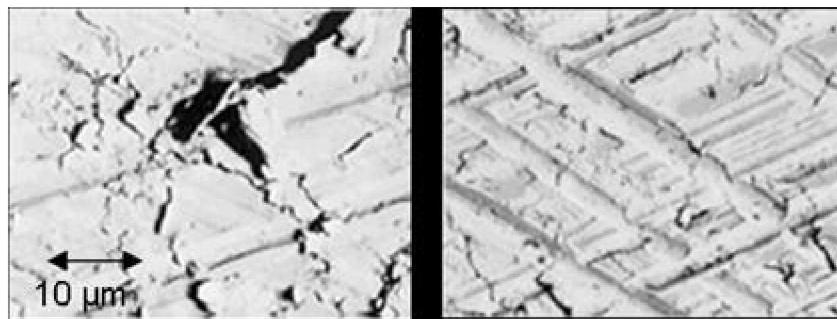


Abb. 6: Gehonnte und fluidgestrahlte Oberfläche [8]

Weitere Potentiale bietet eine Weiterentwicklung der Honstruktur, welche über eine Vergrößerung des Honwinkels realisiert werden kann [6]. Durch diese Anpassung soll die Reibleistung verringert und der Verschleiß reduziert werden, da abgelöste Partikel besser an der Zylinderwand abgleiten.

4. Der geplante Projektinhalt

Im Forschungsschwerpunkt Automotive der Universität Magdeburg sollen anhand von tribologischen Untersuchungen an bestehenden Zylinderoberflächen in Bezug auf die Anforderungen im Motorbetrieb eines 4 Zylinder 2.0 TDI-Common-Rail

Motors Eigenschaften von Laufflächentopografien ermittelt werden. Hierzu werden Softwaretools zur Berechnung und numerischen Simulation von tribologischen Parametern im Kolbenring-Zylinderkontakt auf Basis der Reynoldsschen Differentialgleichung, der Verformungsgleichung und der Energiegleichung erarbeitet und diese mit kommerziellen Programmen zur Mehrkörpersimulation gekoppelt. Im Rahmen des geplanten Forschungsvorhabens soll unter Berücksichtigung der Oberflächenstrukturen an Linien- und Flächenkontakten örtlich aufgelöst an den Mikrokontakten sowohl die Verformung, die Reibungskraft als auch die Temperatur und der Verschleiß berechnet werden. Nach der Analyse existierender Oberflächen sollen weiterhin Empfehlungen zur Fertigung tribologisch optimierter Mikrostrukturen für Laufflächen gegeben werden. Daraufhin wird unter Anwendung des Honverfahrens eine iterative Annäherung an diese Strukturempfehlungen erfolgen. Ausgewählte Strukturen werden anschließend im Schwingungs-Reibverschleiß-Prüfstand auf ihre tribologischen Kenngrößen hin untersucht und bewertet. Eine abschließende Bewertung der erzeugten Strukturen soll in Motortestläufen erfolgen, *Abbildung 7*.

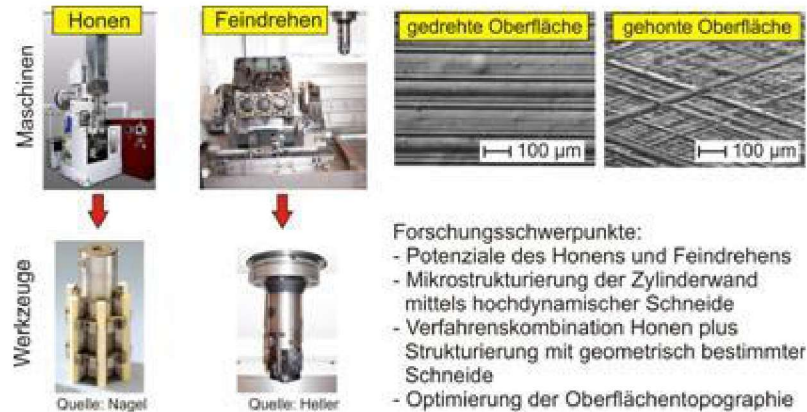


Abb. 7: Forschungsschwerpunkte am IFQ

Hinsichtlich der wirtschaftlichen Fertigung definierter Strukturen sind Untersuchungen zum Feinstdrehen und Glattwalzen der Oberfläche vorgesehen. Durch einen fertigungstechnisch günstigen Walzprozess kann die Laufflächenrauheit definiert eingestellt werden, Graphiteinschlüsse freigelegt und günstige Druckeigenspannungen in der Randzone erzeugt werden. Zudem liegen die Fertigungskosten des Walzens weit unterhalb von denen des Honprozesses. Des Weiteren sind Untersuchungen im Hinblick auf den Einsatz adaptronischer Werkzeuge zur Feinstbearbeitung mit definierter Schneide vorgesehen. Mit diesen Werkzeugen sollen Makrogeometrie, also definierte Zylinderformabweichungen, und Mikrogeometrie, also definierte Mikroschmieraschen, in einem Arbeitsgang erzeugt werden.

Literatur: 1. *Golloch, R.; Kessen, U.; Merker, G. P.*: Tribologische Untersuchungen an der Kolbengruppe eines Nfz-Dieselmotors. MTZ Motortechnische Zeitschrift 63 (2002) 6, S. 494-500. 2. *Conze, T.; Munier, J.*: Interaktion von Kolben und Zylinderlaufbahn bei einem Hochleistungs-Ottomotor. VDI Tagung Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel 2008, VDI-Berichte Nr. 1994, S. 17-31. 3. *Weigmann, U.-P.*: Formhonen von Kolbenlaufbahnen. Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, 63. Ausgabe, 2007, S. 298-318. 4. *Flores, G.; Klink, U.; Abeln, T.*: Honen von Funktionsformen in Zylinderkurbelgehäusen. VDI Tagung Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel 2008, VDI-Berichte Nr. 1994, S. 79-90. 5. Firmenschrift der Firma Gehrting. 6. *Schmid, J.*: Optimiertes Honverfahren für Gusseisen-Laufflächen. VDI-Tagung Zylinderlaufbahn, Kolben, Pleuel 2006, VDI-Bericht Nr. 1906, S. 217-236. 7. *Barbezat, G., Schmid, J.*: Plasmabeschichtung von Zylinderkurbelgehäusen und ihre Bearbeitung durch Honen. MTZ Motortechnische Zeitschrift 62 (2001) 4. 8. *Klink, U.; Flores, G.*: Honen - Fortschritte durch optimierte Werkzeuge. VDI-Z 143, Nr. 6 (2001), S. 49-56.

Поступила в редакцию 15.03.09

В.Л. Хавин, канд. техн. наук, Л.В. Автономова, канд. техн. наук,
А.В. Степук, канд. техн. наук, Харьков, Украина

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАСЧЕТА ВИБРАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЛЯ ПРОЦЕССОВ ФРЕЗЕРОВАНИЯ

Робота присвячена розробки математичної моделі вібраційних процесів при фрезеруванні з урахуванням інерції обертання і кручення фрези. Запропонована вдосконалена математична модель, в якій враховано лінійні переміщення у напрямі головних осей, кутові переміщення в головних площинах і крутильні переміщення інструменту.

Work is devoted to construction of mathematical model of vibration processes at milling taking into account inertia of turn and twisting of milling cutter. The improved mathematical model is offered the linear displacements in the direction of main axes, angular displacements in main planes and turning displacement of instrument.

Универсализация металлообрабатывающего оборудования, появление многоцелевых обрабатывающих центров привели к созданию множества режущих инструментов одного вида. При этом недостаточное развитие получили расчетные подходы для оценки динамического поведения инструментов на стадии подготовки технологических операций, что позволяет обосновано выбирать оптимальное сочетание элементов в системе инструмент-технологический режим.

До настоящего времени для описания динамического поведения режущего инструмента использовались одномассовые колебательные модели с двумя степенями свободы [1-3], в которых влияние системы заготовки заменялось действием динамической силы резания. В последние годы появились модели, где помимо одномассовой динамической модели инструмента рассматривалась взаимодействующая с ней одномассовая динамическая модель системы заготовки, имеющая 3 степени свободы [3], что позволило повысить точность динамических расчетов. Однако для определенного класса режущих инструментов- торцевых фрез большого диаметра корректно оценить взаимодействие подсистем инструмента и заготовки можно лишь при более точном учете реальных массогабаритных и геометрических параметров инструмента, путем более точного учета его инерционных свойств при изгибе, а также крутильных перемещений.

Цель данной работы – разработка усовершенствованной динамической модели режущего инструмента (фрезы), в которой учитываются изгиб и кручение инструмента.

Инструмент (фреза) представляется в виде одномассовой модели с 5-ю степенями свободы, которым соответствуют приведенные массово-жесткостные характеристики.

На рис. 1 показаны схема инструмента и степени свободы его динамической модели: x, y – линейные перемещения относительно главных осей ox, oy , Ψ_x, Ψ_y – угловые перемещения в плоскостях xoz и yoZ , θ – угол закручивания; ω – угловая скорость вращения инструмента; D – диаметр фрезы; S_z – подача на один зуб; ϕ – угол поворота фрезы; ϕ_F – центральный рабочий угол фрезы; $\phi_{вх}$ – угол входа фрезы.

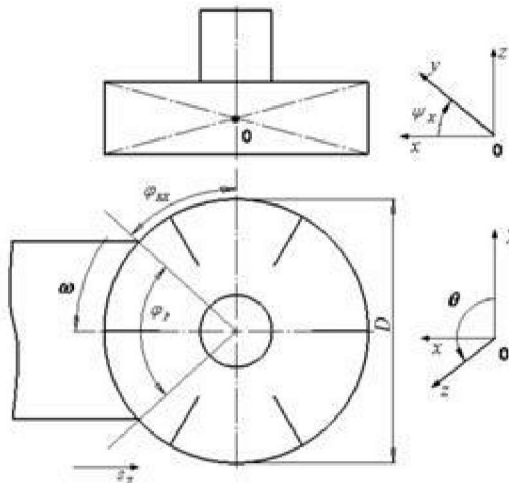


Рис. 1. Схема инструмента и степени свободы динамической модели

Система дифференциальных уравнений процесса имеет вид:

$$\begin{cases} m_x \frac{\partial^2 x}{\partial t^2} + \eta_x \frac{\partial x}{\partial t} + C_x x = P_x(x, y, \psi_x, \psi_y, \theta, t) \\ m_y \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + \eta_y \frac{\partial y}{\partial t} + C_y y = P_y(x, y, \psi_x, \psi_y, \theta, t) \\ I_x \frac{\partial^2 \psi_x}{\partial t^2} + \eta_{\psi_x} \frac{\partial \psi_x}{\partial t} + C_{\psi_x} \psi_x = M_x(x, y, \psi_x, \psi_y, \theta, t) \\ I_y \frac{\partial^2 \psi_y}{\partial t^2} + \eta_{\psi_y} \frac{\partial \psi_y}{\partial t} + C_{\psi_y} \psi_y = M_y(x, y, \psi_x, \psi_y, \theta, t) \\ I_\theta \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + \eta_\theta \frac{\partial \theta}{\partial t} + C_\theta \theta = M_\theta(x, y, \psi_x, \psi_y, \theta, t) \end{cases} \quad (1)$$

где m_x, m_y – приведенные массы для направлений ox, oy ; I_x, I_y, I_θ – приведенные моменты инерции инструмента относительно главных осей ox, oy, oz ; $\eta_x, \eta_y, \eta_{\psi_x}, \eta_{\psi_y}, \eta_\theta$ – коэффициенты демпфирования; $C_x, C_y, C_\theta, C_{\psi_x}, C_{\psi_y}$ – приведенные жесткости; $P_x, P_y, M_x, M_y, M_\theta$ – соответственно усилия в направлении ox, oy и внешние моменты относительно главных осей ox, oy, oz ; t – время.

Взаимодействие между инструментом и деталью при фрезеровании заменяется действием на систему инструмента сил резания: осевой – P_0 , радиальной – P_R , тангенциальной – P_T . В зависимости от типа материала и условий обработки из экспериментальных результатов для усилий резания имеет место следующие соотношения:

$$P_R / P_T = 0,3 \pm 0,4; P_D / P_T = 0,4 \pm 0,45, \quad (2)$$

где

$$P_T = \sum_K P_{K\tau}, \quad P_{K\tau} = k_\tau a_K(t) b_K(t), \quad k_\tau = k a^\alpha b^\beta, \quad (3)$$

где P_T – суммарное усилие по всем зубьям, находящимися в контакте с обрабатываемым материалом; $a_K(t)$ и $b_K(t)$ – динамическая толщина и ширина среза для K -го зуба; k_τ – удельная сила резания; k, α, β – экспериментальные константы.

Определение правых частей системы (1) предусматривает суммирование элементарных силовых и моментных составляющих для зубьев фрезы, находящейся в контакте с обрабатываемым материалом.

В работе [4] получены выражения для сил и моментов, действующих на систему инструмента со стороны K -го зуба фрезы.

$$\begin{aligned} P_{xK} &= P_{RK} \sin(\phi_K + \theta) + P_{TK} \cos(\phi_K + \theta), \\ P_{yK} &= P_{RK} \cos(\phi_K + \theta) - P_{TK} \sin(\phi_K - \theta), \end{aligned}$$

$$M_{xK} = \frac{D}{2} P_{OK} \sin(\phi_K + \theta); \quad M_{yK} = \frac{D}{2} P_{OK} \cos(\phi_K + \theta); \quad M_{\theta K} = \frac{D}{2} P_{TK}. \quad (6)$$

Суммированием сил и моментов для всех зубьев, которые находятся в данный момент времени в контакте с заготовкой, определяются результирующие усилия:

$$\begin{aligned} P_x &= \sum_{K=1}^N P_{xK}; \quad P_y = \sum_{K=1}^N P_{yK}; \quad M_{xK} = \sum_{K=1}^N M_{xK}; \\ M_{yK} &= \sum_{K=1}^N M_{yK}; \quad M_\theta = \sum_{K=1}^N M_{\theta K}, \end{aligned} \quad (7)$$

где N – количество контактирующих зубьев фрезы.

Перемещения $x, y, \psi_x, \psi_y, \theta$ изменяют исходную толщину и ширину среза, это обуславливает наличие влияния следа обработки от прохода предыдущего зуба, а, следовательно, изменяет и усилие резания. Также известно, что изменение силы резания отстает во времени на некоторую величину τ от изменения геометрических параметров слоя, который срезается [1], в (3) при определении выражений $a(t)$ и $b(t)$ учитывается инерционность этого процесса (отставание на τ) и работа по «следу».

Значения мгновенной толщины среза $a_{\psi K}^D$ и мгновенной ширины среза $b_K(t)$, следуя [4], определяются следующим образом

$$\begin{aligned} a_{\psi K}^D &= a_{\psi K} + y(t - \tau) \cos(\varphi_K + \theta) + x(t - \tau) \sin(\varphi_K + \theta) - \\ &- y(t - T - \tau) \cos(\varphi_K + \theta) - x(t - T - \tau) \sin(\varphi_K + \theta), \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} b_K(t) &= b_0 + [\psi_x(t - \tau) \sin(\varphi_K + \theta) + \psi_y(t - \tau) \cos(\varphi_K + \theta) - \\ &- \psi_x(t - T - \tau) \sin(\varphi_K + \theta) - \psi_y(t - T - \tau) \cos(\varphi_K + \theta)] * \frac{D}{2}, \end{aligned} \quad (9)$$

где

$$a_{\psi K} = s_z \sin(\varphi_K + \theta), \quad (10)$$

а T – время одного оборота фрезы.

Таким образом, зависимости (2)-(9) позволяют определить правые части системы (1) с учетом силового воздействия всех зубьев фрезы, которые находятся в данный момент времени в контакте с заготовкой.

Начальные условия для системы (1) принимаются в виде (11) и отражают тот факт, что за счет влияния фазовой характеристики силовое воздействие начинается через время τ , а влияние работы по следу – через интервал времени $\tau + T$.

$$\left\{ \begin{array}{l} x(t - \tau) = 0 \text{ при } t - \tau \leq 0; \\ y(t - \tau) = 0 \text{ при } t - \tau \leq 0; \\ x(t - T - \tau) = 0 \text{ при } t - T - \tau \leq 0; \\ y(t - T - \tau) = 0 \text{ при } t - T - \tau \leq 0; \\ \psi_x(t - \tau) = 0 \text{ при } t - \tau \leq 0; \\ \psi_y(t - \tau) = 0 \text{ при } t - \tau \leq 0; \\ \psi_x(t - T - \tau) = 0 \text{ при } t - T - \tau \leq 0; \\ \psi_y(t - T - \tau) = 0 \text{ при } t - T - \tau \leq 0; \\ \theta(0) = 0; \\ \dot{\theta}(0) = 0. \end{array} \right. \quad (11)$$

Для интегрирования системы уравнений (1) в реальном времени была применена система моделирования динамических систем – Simulink, обеспечивающая автоматизацию всех этапов применения численных методов решения математических задач в реальном времени, а также используется графический интерфейс. Поскольку в правой части дифференциальных уравнений (1), которые описывают процесс возникновения и развития вибраций при фрезеровании, возможно наличие разрывов, связанных с выходом инструмента из контакта с изделием, то в выборе метода интегрирования принималась следующая последовательность:

- производится проверка условия непрерывности контакта зубьев фрезы с обрабатываемым материалом и если гарантирован постоянный контакт хотя бы одного зуба с заготовкой, то применяется многошаговый метод интегрирования Адамса-Башворта-Мултона переменного порядка, предназначены для интегрирования «гладких» систем (функция Matlab ode115);

- в случае нарушения контакта фрезы с заготовкой, что приводит к разрывам в правых частях системы (1), применялся метод интегрирования **ode15s** (Matlab), разработанный для интегрирования «жестких» систем дифференциальных уравнений. Шаг интегрирования выбирался переменным и обеспечивал погрешность $\varepsilon_0 = 5e - 6$. Периодически, для проверки точности использовалось интегрирование с малым постоянным шагом интегрирования $T_{min}/4$, где T_{min} – минимальный период колебаний, соответствующий максимальной частоте спектра частот системы.

Для определения силы резания, которая действует в направлении оси ox , входными данными являются значения перемещений (кроме крутильных), вычисляемые на предыдущих этапах с запаздыванием на время T и $\tau + T$. Также задаются номинальное значение ширины среза и текущий угол поворота фрезы. При этом процесс расчета содержит два цикла с вложенными в них условиями. Первый цикл служит для непосредственного определения зубьев, которые находятся в контакте с заготовкой на данном обороте. Второй - проверяет возможность наличия в контакте зубьев из предыдущего оборота. Затем для положения каждого зуба проводится вычисление динамической толщины и ширины среза и вычисляется сила резания в необходимом направлении. В конце обоих циклов происходит накопление суммы, которая отвечает силе, что возникает в направлении $0x$.

Для численного расчета по предлагаемой модели была разработано программное обеспечение, соответствующая блок схема которого изображена на рис.2. В ее состав входят пять маскированных подсистем для решения дифференциальных уравнений второго порядка; пять маскированных подсистем для замедления соответствующих сигналов; мультиплексор на 10 сигналов; пять блоков функций Matlab, обеспечивающих получение приведенных динамических усилий для всех степеней свободы; а также блоки для задания исходных параметров и представления результатов.

В качестве примера рассмотрен расчет вибраций для процесса обработки сплава АК32ПКМ торцевым фрезерованием [3]. Инструмент – торцевая фреза диаметром $D = 125$ мм, ширина фрезерования $B = 110$ мм, скорость фрезерования $v = 110$ м/мин, удельная сила резания $k = 3580$ Н/м³, фазовая характеристика $\tau = 0,001$ с, количество зубьев $z = 6$, подача на зуб $S_Z = 0,1$ мм/зуб.

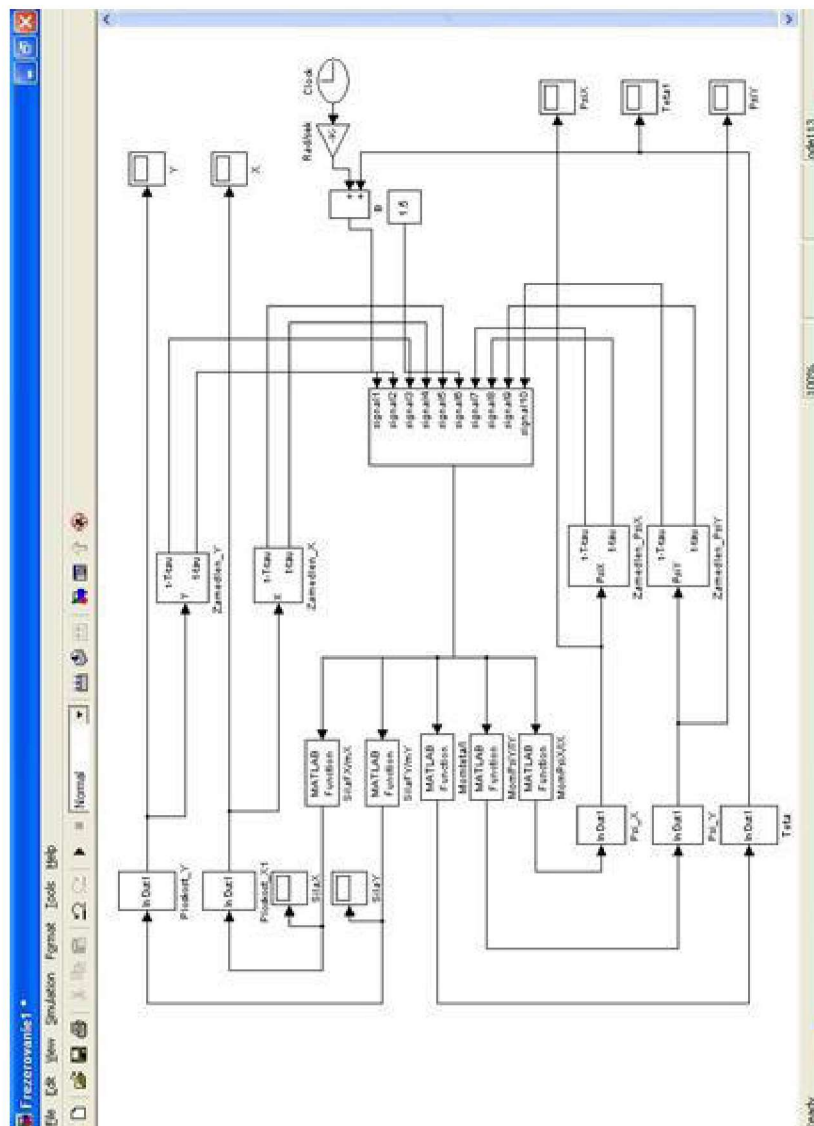


Рис. 2. Структурная схема Simulink, для вычисления амплитуд вибраций по уточненной модели

Характеристики динамической модели с пятью степенями свободы приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Исходные данные

Направление	Частота f_b, c^{-1}	Жесткость $c, Н/м \cdot 10^6$	Масса $m, Н \cdot c^2/м$	Демпфирование $\eta, Н \cdot c/м \cdot 10^3$
X	213	3,7	20,6	2,3
Y	200	3,2	20,3	1,9
θ	416	0,0893	0,13	1,4
Ψ_X	660	0,112	0,065	1,4
Ψ_Y	660	0,112	0,065	1,5

Метод интегрирования – ode113 (Matlab) с переменным шагом интегрирования. Каждый пятый расчет был проведен методом ode45(Matlab) с постоянным шагом интегрирования $\Delta t = 1e - 6$.

Результаты расчетов в виде зависимости средней амплитуды колебаний от ширины среза глубины резания представлены на рис. 3, 4, где нижняя кривая – результаты работы [3], верхняя – результаты вычислений, проведенных в данной работе. Как видно из приведенных результатов учет дополнительных степеней свободы позволяет на 10 % уточнить значение средней амплитуды вибраций.

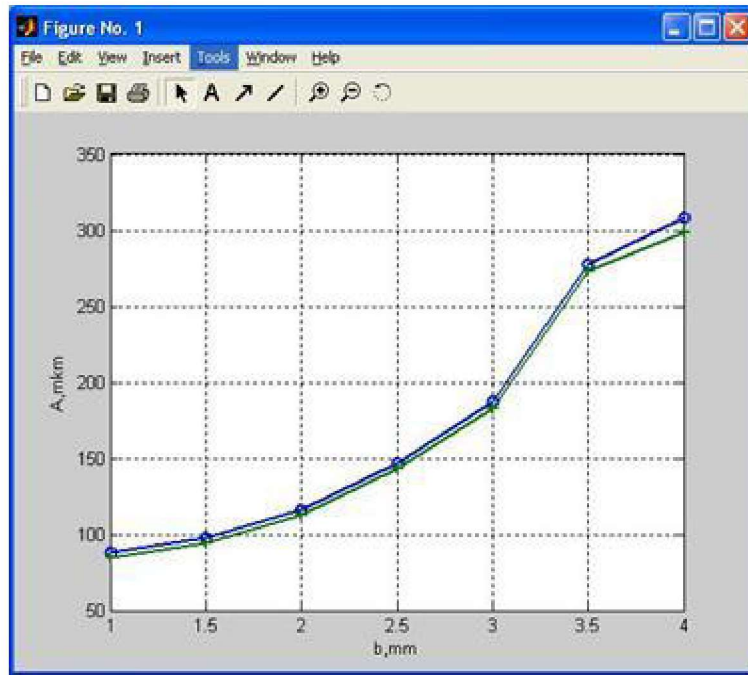


Рис. 3. Зависимость амплитуды вибраций от ширины среза в направлении OX

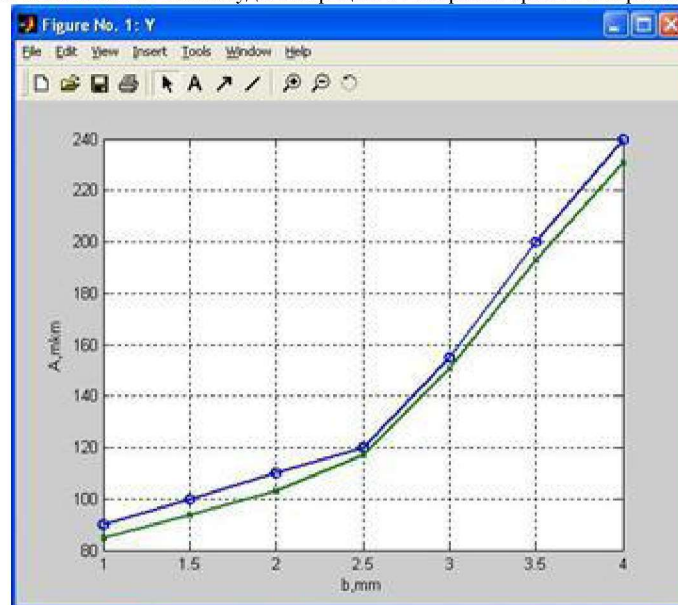


Рис. 4. Зависимость амплитуды вибраций от ширины среза в направлении OY

Выводы:

1. Предложена динамическая модель инструмента (фрезы) для расчета вибраций при фрезеровании, имеющая 5 степеней свободы.
2. На основе псевдоаналогового моделирования при помощи подсистемы Simulink создано программное обеспечение, позволяющее путем численного интегрирования получить характеристики вибраций инструмента в реальном времени.
3. Учет дополнительных степеней свободы позволяет на 10 % уточнить значение амплитуды вибраций по сравнению с расчетами, проведенными на более простых моделях.

Список литературы: 1. Жарков Г.И. Вибрации при обработки лезвийным инструментом. – Ленинград: Машиностроение, 1986. – 178 с. 2. Yusuf Altintas Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design // Cambridge University press, Australia, 2000. – 282 p. 3. Подураев В.М., Малигин В.И., Кремльова Л.В. Динамічна модель елементів технологічної системи з урахуванням кінематичної нестабільності процесу рвання // Вісник машинобудування. – 1996. – № 6. – С.18-23. 4. Автономова Л.В., Погорелов С.Ю., Прево И.Д., Хавин В.Л. Динамическая модель процессов фрезерования // Вестник Национального технического университета «Харьковский политехнический институт». – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2008. – Вып. 47. – С.13-18.

Поступила в редколлегию 16.04.09.

ANALYSIS OF ROCK CUTTING PROCESS WITH BUCKET WHEEL EXCAVATORS

The paper describes the use of chip breakout pattern method in the analysis of rock dislocation using BWEs. This method allows analysis of rock dislocation and setting the correct parameters of buckets: teeth number, distance between teeth, angle during work or teeth positioning.

1. GENERAL ASPECTS

Conducted research, obtained results, observations and measurements on site led to the development of a new bucket model, based also on the existing research worldwide.

In the Romanian open pit mines the research has been focused on the classic bucket construction, symmetrical buckets with rounded.

The goal of conducted research was to conceive and design an asymmetrical bucket for older bucket wheel excavators. As a result, a series of components and elements of the classic bucket were reused in order to obtain a new solution, which can be rapidly implemented and also cost effective. The solution is developed in such a way that permits the transformation, during the refurbishment of classical buckets in asymmetrical buckets with polygonal cutting edge.

2. ANALYSIS OF ROCK DISLOCATION PROCESS WITH BUCKED-WHEEL EXCAVATORS USING THE CHIP BREAKOUT PATTERN METHOD

Based on this, from the point of view of rock or lignite dislocation it proved to be an advantage that each tooth or the bucket itself is evenly stressed, regardless of the cutting phase. This means that each tooth is cutting chips with the same transversal section for turns both left to right or right to left.

For such an analysis of the dislocation, a method - applicable to any rock dislocation machine - had to be developed, named the chip breakout pattern method.

This method graphically reconstructs what happens during interaction between the machine (the BWE rotor) and the rock in a plane crossing the rotation centre of the rotor. Conventionally the case when the chip detachment occurs at the intersection of the main horizontal and vertical planes is considered representative.

When the chip breakout pattern method is used we have to consider the constructive parameters and placement of the teeth, the constructive parameters of the buckets, and the functional parameters of the BWE and the chipping characteristics of the material to be cut (mainly the breakout angle of the chips - ψ).

Next we will analyse the waste rock dislocation with a breakout angle of $\psi = 45^\circ$, and lignite dislocation with a breakout angle $\psi = 65^\circ$, for three distinct situation: cutting with classic buckets with rounded cutting edge and cutting with buckets with five different segment polygonal cutting edge, asymmetrical by its own geometrical axis and symmetrical by the turn radius. For each case the chip breakout pattern method was used for a chip thickness of $h_0 = 0,5$ m.

Three different situations were analysed for the same cutting capacity of the studied excavator (EsRc 1400), $Q_m = 3000$ m³/h. For the mentioned working conditions: $R = 5,75$ m; $H_t = 30$ m; $H = 7,5$ m; $\alpha_0 = 107,7^\circ$ and $h_0 = 0,5$ m the obtained chip thicknesses were $b = 282$ mm; $b = 212$ mm respectively $b = 170$ mm, to which the minimal turning speeds of the excavator, of v_{pmin} to v_{pmax} are corresponding.

Next graphic representations are shown for five consecutive bucket positions, using different colours, at the intersection of the main cutting planes, in contact with the rock, for turns both to the left and to the right and also there are graphic representations for the working bucket teeth and chip shapes obtained.

In figures 1 and 2 the corresponding chip breakout patterns for the classic bucket are shown, for $h_0 = 0,5$ m and $b = 170$ mm.

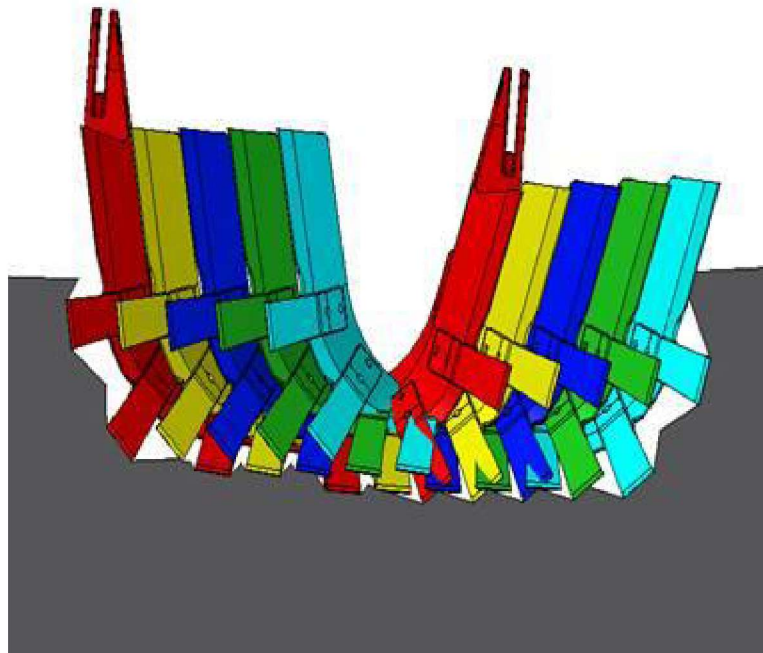


Fig. 1 – Representation of classic buckets in contact with the rock for $h_0 = 0,5$ m

In figure 2 it is observed that at the turn to the left 2 teeth are working and at the turn to the right 5 teeth are working, caused by the asymmetry of the classic bucket related to the turning radius. This leads to an uneven stress and wear out of the teeth and to a disadvantageous and irregular working condition, dependent on the turning direction for the BWE.

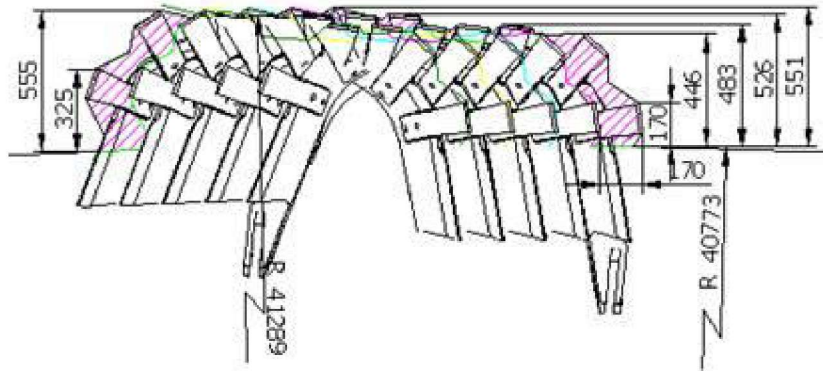


Fig. 2 – Chip breakout pattern for the classic bucket and $h_0 = 0,5$ m

Figures 3 and 4 represent the chip breakout patterns for the polygonal asymmetrical bucket for $h_0=0,5$ m.

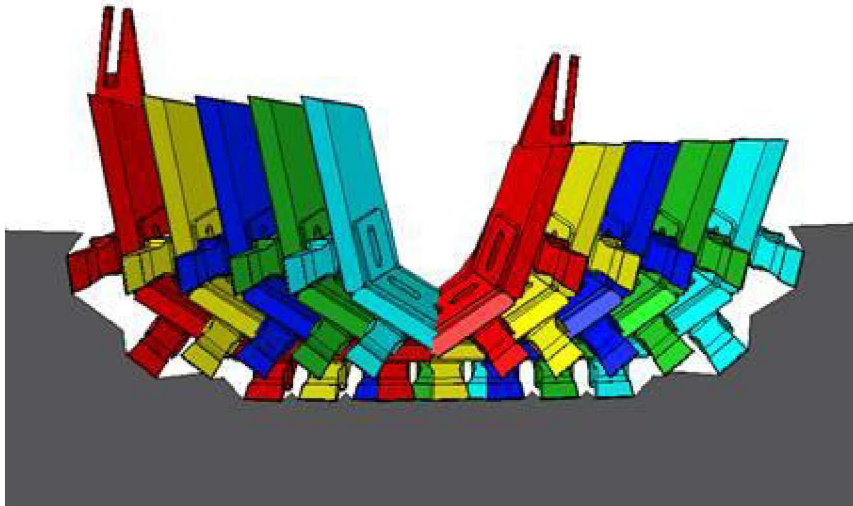


Fig. 3 – Representation of the proposed polygonal asymmetrical bucket in contact with the rock for $h_0 = 0,5$ m

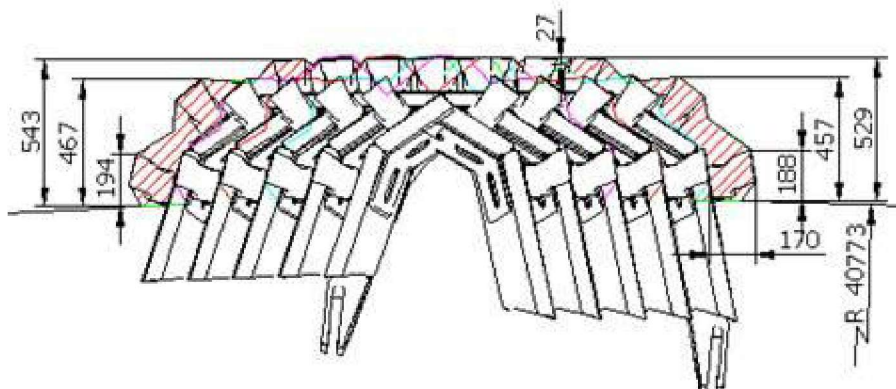


Fig. 4 – Chip breakout pattern for the proposed polygonal asymmetrical bucket in contact with the rock for $h_0 = 0,5$ m

We can conclude that the polygonal asymmetrical bucket has a more advantageous behaviour over the previous two types.

3. CONCLUSION

Based on the presented facts we can conclude that for the proposed asymmetrical bucket: at each turn all the teeth situated on the same side of the bucket are working; the transversal section of the chip is the same for one tooth for both turning directions; there is no significant difference of teeth stress and wear off between the two sides of the cutting edge of the bucket; differences between chips are smaller, and the working conditions of the BWE are the same regardless of the turning direction, being

advantageous because of less teeth, bucket and rotor wear off, even stresses in the rotation and turning mechanical and electrical systems and energy consumption for cutting is reduced; teeth and cutting edge consumption is lowered; BWE stability is improved; improvement of excavation parameters leads to lower operational expenses of the excavators and the increase of its lifetime.

References: 1. Kovacs I., Iliş N, Nan M.S. - Regimul de lucru al combinelor miniere, Editura Universitas, 2000. 2. Nan M.S. - Parametrii procesului de excavare la excavatoarele cu rotor, Editura Universitas, 2007.

Postuila в редколлегию 15.05.08

TECHNICAL AND ECONOMIC PARAMETERS OF CO₂ CAPTURE FROM POWER PLANT FLUE GASES

The paper investigates the technical and economic (cost) parameters of the release, capture and disposal of CO₂ from the flue gases of power plants using fossil fuels (coal, natural gas), making comparisons and generalisations on the basis of the analysis of a wide range of data in the literature. First, the paper gives reasons why the topic is a hot issue and proves the role of fossil fuels in future energy supply with forecast data. During the technological improvement of power plants in the last 50 years, block capacity has shown a considerable, 5-8 times increase with thermal efficiency increasing by 50-60%, resulting in a 30-40% decrease in specific carbon dioxide release. The paper briefly refers to the theoretical possibility of the sequestration of CO₂ in geological formations. The effects of the implementation of CO₂ capture on increasing investment costs and decreasing fuel utilisation (thermal) efficiency are analysed. The efficiency of CO₂ capture and the parameters of atmospheric carbon dioxide emission are given for the different fuel types and technological solutions. In relation to the technological solutions of capture, it is indicated what amount of specific costs (USD/tCO₂) is expected for CO₂ capture-avoidance and to what extent the costs of electric energy production are increased by capture-avoidance.

1. Introduction: Financing CCS (Carbon Capture and Storage) projects

Like every fundamentally new technological solution, the research and development of energetics systems of large capacity integrating a wide range of technologies and their industrial application require considerable financial resources. The complex technical tasks of large capacity energetics systems (involved in fuel production, processing, combustion, the conversion of heat energy into electrical energy, the treatment and disposal of the combustion products – in this case, those of flue gas CO₂ content), exceedingly high investment costs and long lifecycle raise specific problems. The risks involved in technological solutions and financial (economic) investments also deserve separate consideration.

In relation to the financing of research and particularly investment costs, the different countries apply different solutions. Experts indicate public-private partnership as the precondition for the successful elaboration and actual implementation in industry of CCS or other technologies of similar effect.

The situation in Germany, where RWE Power AG operates two CCS projects bearing the full risks and financial burdens of research and the demonstration plant, is almost unique. [1] One of these projects involves the development of an IGCC (Integrated Gasification Combined Cycle) coal-fired power plant of zero CO₂ emission and 450 MW output while the other is concerned with the implementation of a lignite-fired plant of 1,000 MW output with CO₂ scrubbing.

The condition of development financing is state support, in lack of which economic considerations favour power plants without capture. According to expert opinion, the state should bear the first specific risks of construction and capture. Expectedly, these risks may only be eliminated in the long run. In all probability, it will be unavoidable to compensate first users and initial risk takers.

2. Development of coal-fired power plant technologies towards CO₂ emission reduction (capture and storage)

If one has just a brief overview of the 50 years' past (the period since 1950) and the (currently foreseeable) 15-20 years' future development of coal-fired (coal, brown coal, lignite) power plant technologies, one can say that there is an almost 'paved' way to the minimisation of carbon dioxide emission, and the solution of CO₂ capture from flue gases and its related storage.

In the period between 1950 and 1970, block capacities of 50, 150 and 300 MW operated with thermal efficiency varying between 25-31%. In the period between 1970 and 1990, unit capacity increased to 300-600 MW, which raised thermal efficiency to 31-36% by about 30%. Coal combustion first applied AFBC (Atmospheric Fluidized Bed Combustion) and then PFBC (Pressurized Fluidized Bed Combustion) optimized technology for brown coal fired power plants (German abbreviation: BoA). The current (1990-2010) technology makes 1,000 – 1,100 MW block outputs possible, thus enhancing the parameters of the 31-36% thermal efficiency of the previous period by another 30% and yielding 40-45% efficiency.

In the general course of development, BoA-Plus technology (involving flue gas scrubbing) achieves 38-41%, while CGCC (Coal Gasification Combined Cycle), IGCC (Integrated Gasification Combined Cycle) and gas- and steam-operated (GuD) power plants yield 38-43% efficiency. In addition to enhancing technical parameters (250-270 atm pressure, 500-700° temperature) and flue gas scrubbing, BoA-Plus technologies provide 41-43% efficiency. In this area, the further increase possibilities of technical parameters (p, T) are limited by material quality problems. The technologies of the future (2010-2020) aim at 45-50% efficiency with CO₂ capture although the latter may actually result in an efficiency reduction of 8-12%. Technologies beyond 2020 represent the day after tomorrow with the promise of 55-60% efficiency in the case of certain solutions. (Hybrid-KW 58-63%, SOFC (Solid Oxide Fuel Cell) 50-57%) [9].

The other basic development trend, aiming at the mitigation of adverse environmental impacts, is desulphurisation flue gas scrubbing, widely applied in practice. The development trend of our age and the future is the minimisation of carbon dioxide emission. An essential, reasonable solution to specific carbon dioxide release has been and may remain an increase in thermal efficiency (tCO₂/MWh, gCO₂/kWh) in the future, as well. Any increase in efficiency reduces specific CO₂ release and emission proportionately. With 150 MW blocks, CO₂ release is 1.3 tCO₂/MWh while with 600 MW units, this value is 1.15-1.20 tCO₂/MWh. With BoA-Plus technology, specific CO₂ is only 0.8-0.9 tCO₂/MWh while with BoA-Plus +700°C, IGCC and CGCC technologies, not even 0.7-0.8 tCO₂/MWh is impossible. It is a fundamental objective for the technologies of the near (2010-2020) and more remote (2020 and beyond) future to achieve CO₂ capture (minimisation of emission) and the achievement of zero emission (ZEC, ZECA) with the 'final' sequestration and storage of the CO₂ captured. [10]

These latter technologies of the future (Oxyfuel, Hybrid-KW, SOFC) take into account a decreasing, 600-700 g/kWh specific CO₂ release even without capture.

3. Variation of power plant investment costs for different fuel types, and technologies with or without CO₂ capture

At the turn of the millennium, fossil fuels accounted for more than 85% of the world's energy demand. On the basis of the investigation of coal and hydrocarbon reserves and the prognostication of the changes in energy demands, several experts are of the opinion that until the middle of the 21st century, the rate of fossil fuels will surely be between 50 and 80%. [15, 16, 17, 18, 19]

In the investigation of this topic, it is often crucial to compare the 'use' features of the different fuel types, i. e. coal and hydrocarbons.

With a traditional steam turbine system (PC), specific investment cost is 760 USD/kW with gas combustion and 1,600 USD/kW with coal combustion, the rate being 210%. The surplus specific investment cost of the gas combustion system is 520 USD/kW with a combined steam-gas cycle while that of the coal combustion system with IGCC is 1,700 USD/kW, the latter being 327% of the former. With steam injected gas turbines, the values 410/3,100 give a rate of 317%. The rate of the extra cost of coal use is 258% (400/1,300) with a steam-injected gas turbine with intermediary cooling and 167-188% (600-800/1,000-1,500) with 'state-of-the-art' fuel cell technology. [20]

The technical implementation (and, naturally, the energy demand) of CO₂ capture increases power plant investment costs considerably. Different capture technologies and obviously, different cost enhancing factors present themselves for the different fuel types (gas, coal) and the application of different combustion technologies.

According to 2004 data, the specific investment cost for the gasification combustion of bituminous coal is 1,410 USD/kW without capture and 1,917 USD/kW with capture, the extra cost amounting to 507 USD/kW or 36%. For the gasification combustion of sub-bituminous coal, specific investment cost is 1,502 USD/kW and 2,190 USD/kW, respectively, with an increment of 688 USD/kW or 46%. With the combustion of lignite of lower heating value, for gasification and amine flue gas scrubbing, the increment is 1,184 USD/kW with a rate of 72% for the respective values of 1,644/2,828 USD/kW. For oxyfuel combustion technology, the increment is 2,330 USD/kW equalling a rate of 142% for the respective values of 1,644/3,974 USD/kW. The latter technology requires more than double investment costs to solve capture due to oxygen use and the 'recycling' of carbon dioxide. [21]

In their paper, J. David and H. Herzog [22] developed a complex costing model of CO₂ capture drawing on publications in this topic.

They calculated the 'additional' investment cost for a 1 kg/h CO₂ capture capacity, as well. The specific additional (surplus) cost of CO₂ capture capacity (performance) is lowest for coal powder combustion [~ 300 USD/(kg/h)] while it is ~ 500 USD/(kg/h) for combined cycle coal combustion and 800-900 USD/(kg/h) for gas combustion. The significant, two or three times difference is due to the difference between the CO₂ concentrations and pressure parameters of the flue gas produced and appears in the energy demand of capture, as well.

With gas combustion, flue gas CO₂ concentration is 'only' about 3% and the energy demand of capture is 0.354 kWh/kgCO₂, while with coal powder combustion, concentration is about 13% and the specific energy demand of capture is 0.317 kWh/kgCO₂. In IGCC power plants, carbon dioxide is in a concentrated flow at a relatively high pressure so the specific energy demand of capture is lowest here with a value of 0.194 kWh/kgCO₂ (year 2000 data). Forecast values of specific energy demand for the year 2012 are: 0.297 – 0.196 – 0.135 kWh/kgCO₂.

4. Efficiency of electricity production and heat use for different fuel types and technologies

From the aspect of the technological-economic assessment of the different technologies and the variations of flue gas production rate, one of the essential parameters is thermal efficiency. In addition to thermal efficiency, the different sources give specific heat use and also often, relative energy output as basic parameters. As the energy demand of CO₂ capture reduces efficiency parameters (gross-net efficiency), it may serve as one of the qualifying parameters of the technological and economic characterisation of capture.

In the investigation of paper [20], the comparative assessment of the different fuel types gave the efficiency values of 36% for gas combustion in a traditional steam turbine system, and 34% for coal combustion in the same period. With coal combustion, thermal efficiency was 94% compared to that of gas combustion. In the case of a combined steam and gas cycle, 47-42% is the efficiency parameter achieved, with the efficiency of coal combustion being 'only' 89% of that of gas combustion. For a steam-injected gas turbine, the respective values of thermal efficiency are 40% and 36%, the thermal efficiency of coal combustion being 10% lower. For the gas-injected gas turbine technology with intermediary cooling, thermal efficiencies are 47% and 42%, giving the rate of 89%. With a modern heating cell solution, estimated efficiency values are 50-55% and 45-52%, with a rate of 90-95%.

The authors of paper [22], relying on a technological and cost model elaborated during the investigation of the issue, characterise the impact parameters of reference (traditional) and capture technologies on the basis of specific heat consumption. In the paper, the dimension of specific heat consumption is Btu/kWh, where the dimension of Btu equals approximately 1,055 Joule.

Table 1 – Data published for the years 2000 and 2012 as per technology

Technology year		Specific heat consumption without capture [Btu/kWh]	Specific heat consumption with CO ₂ capture [Btu/kWh]	Reduction of specific energy output due to capture [%]
PC	2000	8,277	11,037	25.0
	2012	8,042	9,461	15.0

IGCC	2000	8,081	9,462	14.6
	2012	7,137	7,843	9.0
NGCC	2000	6,201	7,131	13.0
	2012	5,677	6,308	10.0

Table 1: Specific heat consumption for different technologies (2000 and 2012)

As it can be seen from the data presented, the reducing effect of CO₂ capture on thermal efficiency may generally be **10-15%**, depending on technology. For some projects under planning, it is **6-12%**, and according to the paper published in 2007, it is **8%** with more state-of-the-art coal-lignite fired systems. The combined reducing effect of **capture + disposal** (including transportation?) may be **14-28%**, according to paper [12].

5. The amount of carbon dioxide released during combustion, the efficiency of CO₂ capture for different technological solutions

In the use of fossil fuels – especially nowadays, when carbon dioxide release is, in a justified or doubtful way, a hot issue due to technological, economic and environmental considerations – carbon dioxide release/production and atmospheric emission are major considerations and as good as primary assessment parameters. The amount of CO₂ released during fuel combustion basically depends on the type (natural gas or coal) and quality (coal, brown coal, lignite) of fuel and the type, performance, up-to-dateness and thermal efficiency of the combustion system (power plant). Atmospheric emission depends on the flue gas cleaning technology also affected by flue gas CO₂ concentrations and the technological solution and efficiency of CO₂ capture.

With a traditional steam turbine technology, specific CO₂ output is 510/920 g/kWh, with a rate of 180 % (+80 %) while with a combined steam-gas cycle, it is 370/730 g/kWh, with a rate of 197 % (+97 %). With gas injected gas turbines, this value is 440/880 g/kWh, with a rate of 200 % (+100 %) while in the case of steam injected gas turbines with intermediary cooling, the respective values are 370/730 g/kWh, giving a rate of 197 %. For state-of-the-art fuel cell technology, a 330-370/620-700 g/kWh CO₂ release is expected with a forecast rate of 188-189 %.

For the different coal types and the different combustion-capture technologies related to them, data can be found in publications [21] and [23]. Presumably, the authors of both relied on the same input data (Table 2).

Table 2 – Specific CO₂ release for different fuels and technologies

Fuel technology Release emission efficiency		Bituminous coal Gasification	Sub-bituminous coal Gasification	Lignite Gasification	Lignite Amine scrubbing	Lignite Oxyfuel
CO ₂ release [g/kWh]	[21]	771	852	883	883	883
	[23]	766	851	892	880	885
Capture [g/kWh]	[21]	641	750	701	823	738
	[23]	650	740	710	820	740
Capture efficiency [%]	[21]	87	92	85,7	95	90
	[23]	85	87	80	93	84
Emission [g/kWh]	[21]	130	102	182	60	145
	[23]	116	111	182	60	145

From the data presented and taken from various publications, it can be concluded that with the currently operating or planned coal (coal, lignite) combustion technologies, CO₂ release/production is generally 800-900 g/kWh (0.8-0.9 t/MWh) amount of CO₂. With natural gas (gas) combustion, specific CO₂ release is 300-500 g/kWh, exactly half of the amount for coal combustion. (Naturally, it is another issue that with gas combustion, flue gas CO₂ concentration is considerably lower (1/3-1/4) than with coal combustion, which increases the technological and cost parameters of capture/concentration).

The efficiency values of CO₂ capture from flue gas are (80) 85-90 (95) %, atmospheric emission is 80-190 g/kWh with coal combustion, 60 g/kWh with flue gas scrubbing, and 40-50 g/kWh with gas combustion. (with 90 % efficiency)

6. Costs of capture and avoidance

In the assessment of fossil fuel use, on the one hand, the technological parameters investigated for the main components give orientation and, on the other hand, it is worth investigating and comparing economic/cost indicators, as well. The effect of CO₂ capture on investment/establishment costs has already been covered. Now, the effect on operational and total production costs is going to be investigated. The costs of production and CO₂ capture generally include investment costs, as well.

Paper [22], which, using a cost model, takes into account detailed input data (e.g. 1.24 USD/MMBtu fuel costs for PC and

IGCC technologies, 2.93 USD/MMBtu for NGCC, which is more than two times higher for gas), as well as capital, operational and maintenance costs in production costs, presents the following parameters. (Table 3).

Table 3 – Specific costs of CO₂ capture for different technological solutions

Technology, period Cost	PC		IGCC		NGCC	
	2000	2012	2000	2012	2000	2012
Electricity cost without capture [USDc/kWh]	4.39	4.10	4.99	4.10	3.30	3.10
Electricity cost with capture [USDc/kWh]	7.71	6.26	6.69	5.14	4.91	4.33
Cost enhancing effect of capture [%]	76	53	34	25	49	40
Cost of CO ₂ capture [USD/tCO ₂]	49	32	26	18	49	41

From the assessment of the mostly actual data on CO₂ capture or avoidance highlighted above, which are confirmed by several other sources, it can be calculated that during the application of current power plant technologies or power plant technologies forecast for decades ahead, the specific cost of CO₂ capture is 30-80 USD/tCO₂ while the cost of avoidance (capture + disposal) is 50-100(120) USD/tCO₂. CO₂ capture from flue gases increases the costs of electricity production by 40-80% (or by 100-120% with oxyfuel technology).

7. Summary, conclusions

According to forecasts concerning the meeting of future energy demands, fossil fuels, i.e. hydrocarbons and coal, will remain dominant in the long run, for another 30-50 years. In view of this fact, it is worth investigating the technological development possibilities of power plants along with expected technological and economic parameters. It is a particularly important current task to specify expectable environmental impacts and particularly, the extent of carbon dioxide production, to forecast technological and economic parameters of capture technologies and define their efficiency, to investigate the chance of minimising CO₂ capture and specify the cost limits involved.

It is demanded and expected that R&D on CO₂ release, its capture from flue gases and disposal in (underground, undersea) storage places, the establishment of pilot plants, R&D organisations involved in this topic as well as production plants – with the exception of RWE – will mostly be financed from state/central resources.

In the last 50 years, the technological development of power plants using fossil fuels (oil, natural gas, coal, lignite) has been in the direction of modernisation and the enhancing of unit performances. In the last decade, developments have been focussing on the capture of flue gas components (SO₂, CO₂) causing adverse environmental impacts (SO₂, CO₂) and the minimisation of their impact. As a result of power plant technological developments, thermal efficiency has increased from 30-32 % to 42-50(55) %-ra, with the direct consequence of a proportionate decrease in specific carbon dioxide release (g/kWh).

The technological implementation of capture from flue gases considerably enhances power plant system investment costs. According to sources, with the currently operating systems, the extra investment costs due to capture amount to 40-90 %, with the new developments, this value is 30-70 %. According to more recent data, for coal, CO₂ capture increases specific investment costs from 1.2 · 10⁶ EUR/MW to 1.68 · 10⁶ EUR/MW (~40 %), and for lignite, from 1.35 · 10⁶ EUR/MW to 1.75 · 10⁶ EUR/MW (~30 %).

Depending on the fuel type used and the capture technology applied, the application of CO₂ capture generally reduces the thermal efficiency of the system by 10-15%. For some projects currently under planning, a 6-12% reduction in efficiency is taken into account. A more recent paper gives the value of 8% for state-of-the-art coal-lignite combustion.

The joint efficiency reducing effect of capture + disposal (transportation, sequestration) may amount to 14-28 %.

A wide range of the publications considered take into account a CO₂ release of 800-900 g/kWh (0,8-0,9 t/MWh) for coal (coal, lignite) combustion and 300-500 g/kWh CO₂ release with gas combustion.

The efficiency of CO₂ capture from flue gases is (80) 85-90 (95) %, while atmospheric emission is 80-180 g/kWh for coal combustion, 60 g/kWh for flue gas scrubbing and 40-50 g/kWh for gas combustion with 90% efficiency.

With respect to the specific costs of CO₂ capture/avoidance and its enhancing effect on electricity costs, it is not an easy task to interpret and assess data found in professional literary sources. Data may come from different periods (effect of inflation) and in many cases, 'cost data content' is not unambiguous, either. The enhancing effect of capture (avoidance) on specific electricity costs may considerably depend on fuel types and the capture technologies applied, as well.

According to source [21], capture enhances production costs by 40-90% (120% for oxyfuel technology) while source [23] gives the value of 50-90 (110) % for the cost enhancing effect of capture (avoidance?).

Relying on cost model calculations, paper [22] indicates a 50-80 % increase in production costs for traditional coal powder technologies, 25-35 % for IGCC, and 40-50 % for gas combustion (NGCC) due to CO₂ capture.

The commonly used parameter for the specific costs of CO₂ capture is usually given in USD/tCO₂. According to several publications, depending on fuel and technology type, specific capture costs may amount to 30-80 USD/tCO₂ with the cost of

avoidance (capture + disposal) being 50-100(120) USD/tCO₂.

With natural gas combustion, CO₂ concentration in flue gases is 'only' 1/3-1/4 of the 8-12 % value for coal combustion, and the cost of CO₂ capture (USD/tCO₂) exceeds the costs with coal combustion considerably: capture from flue gases increases the costs of electricity production by 40-80 % (by 100-120 % with an oxyfuel technology).

On the basis of both the specific capture costs (USD/tCO₂, USDc/kWh) given in the sources, and Hungarian technological and cost data concerning CO₂ sequestration, approximate values are specified for CO₂ 'avoidance' for the different receptive geological formations. In an average case, 9(10)-14(16) HUF/kWh cost may be estimated for coal (lignite) combustion, practically equalling the cost of the current technologies (without CO₂ capture), which means that avoidance costs would increase present production costs by a round 80-100 %, in itself a higher value than the full cost of nuclear power plant electricity production.

References: 1. *Dr. Hans-Wilhelm Schiffer*, RWE Power AG, The Financial Aspect of Implementing an IGCC Project in Germany. London, 31 May, 2007. 2. *Heleen Groenenberg* (ECN, Environmental Change Network, Netherlands), Expert Workshop on Financing Carbon Capture and Storage: Barriers and Solutions. July 2007. p. 9. 3. *Michel Myhre-Nielsen* (Statoil New Energy), A Norwegian Perspective on Ongoing CCS Projects. London, 31 May, 2007. 4. *Brian Count* (Progressive Energy in the United Kingdom), Expert Workshop on Financing Carbon Capture and Storage: Barriers and Solution. July 2007. p. 20. 5. *Dr. Peter Cook* (CO₂ Cooperative Research Centre for Greenhouse Gas Technologies), Demonstrating CCS in Australia – The Otway Project, London, 31 May, 2007. 6. *Malcolm Wilson* (Centre for Studies in Energy and Environment at the University of Regina in Canada), Results of Recent Innovation Forum on the Clean Carbon Economy Concerning CCS. Expert Workshop on Financing Carbon Capture and Storage: Barriers and Solution. July 2007. p. 11. 7. *Preston Chiaro* (World Coal Institute and Rio Tinto), Carbon Capture and Storage Projects and Financing. London, 31 May, 2007. 8. *Mark Trexler* (EcoSecurities Global Consulting Services), Expert Workshop on Financing Carbon Capture and Storage: Barriers and Solution. July 2007. p. 14. 9. Continuous modernisation and increased efficiency pave the way to CCS. Source DEBRIV. 10. Effizienzsteigerung und CO₂ Abtrennung. RWÉ. 11. International Energy Agency (IEA): CO₂ Abtrennung und Speicherung in Deutschland, IEA Greenhouse Gas Programme. 12. *R. Duckat, M. Treber, C. Bals, G. Kier*, CO₂ – Abscheidung und Lagerung als Beitrag zum Klimaschutz? Ergebnisse des „IPCC Workshop on Carbon Dioxide Capture and Storage“ von November 2002 und Bewertung durch Germanwatch. 13. World Coal Institute (IEA Greenhouse Gas R+D Programme, July 2007): Storing CO₂ Underground. 14. *Parson – Keith* (Science 282/1988. pp. 1053-1054.). 15. *Vajda, György*, Energiapolitika. Magyarország az ezredfordulón. Stratégiai kutatások a Magyar Tudományos Akadémián. Budapest, 2001. Hungarian Academy of Sciences. 16. *Vajda, Gy.*, „Energiaellátás ma és holnap. Magyarország az ezredfordulón”, Stratégiai kutatások a Magyar Tudományos Akadémián, Hungarian Academy of Sciences, Budapest (2004). 17. *Bitki, G.*, „A jövő és az energia”, Mémnök Újság, XIII(11), 12 (2006). 18. *Pápay, J.*, Kőolaj- és földgáztermelés a XXI. században, Bányászati és Kohászati Lapok Kőolaj és Földgáz, Völ. 139(206). No. 3., pp. 1-12. 19. *Kumar, S.*, „Global Coal Vision – 2030”, Mining in the 21st Century – Quo Vadis, Proceedings pp. 137-148, 19th World Mining Congress, New Delhi (2003). 20. *Fulkerson W. –Judkins R.R. –Sanghvi M.K.*, Fosszilis energiahordozók. Tudomány (Hungarian version of Scientific American). November 1990. pp. 83-89. 21. *Morrison G. F.*, Summary of Canadian Clean Power Coalition Work on CO₂ Capture and Storage. (IEA Clean Coal Centre) August 2004. 22. *David J., Herzog H.*, The cost of carbon capture. Massachusetts Institute of Technology (MIT), Cambridge, MA, USA. [http://sequestration.mit.edu/pdf/David and Harzog.pdf](http://sequestration.mit.edu/pdf/David%20and%20Harzog.pdf). 23. Canadian Clean Power Coalition: CCPC Phase Executive Summary (Summary Report on the Phase I Feasibility Studies Conducted by the Canadian Clean Power Coalition) May 2004. 24. *Thambimuthu K.* (CAN MET Energy Technology Centre Natural Resources Canada), CO₂ Capture and Reuse. (www.iegreen.org.uk).

Поступила в редколлегию 12.12.09

РОЗРОБКА КОНЦЕПЦІЇ СПЕЦІАЛІЗОВАНОЇ БАЗИ ЗНАТЬ ЯК ЗАСОБУ КОМПЛЕКСНОЇ СТРУКТУРИЗАЦІЇ ПРОСТОРУ РІШЕНЬ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАДАЧ

In the article with position of the system approach are described principle, structure and perspectives of the use specialized knowledgebase as facility complex structurization of decision space of the technological problems. On example of the successful using stated concepts specialized knowledgebase for decision of the actual problems of using CAD and CAD TP, is proved efficiency and perspectivity described methodiks.

Розвиток інформаційних технологій призводить до швидкого накопичення великої кількості статистичних даних щодо широкого спектру технічних і технологічних процесів та явищ. Походження цих даних може бути різноманітним – експерименти, розрахунки, результати математичного моделювання та ін.. Проте збільшення кількості таких даних не призводить до покращення процесу їх застосування, оскільки постають проблеми їх сумісного зберігання, вірогідності ієрархії, необхідності вибору із ряду синонімічних моделей або надлишковості вхідних чи вихідних даних. Вирішення даної проблеми дозволить подолати існуючі складності й значно полегшити процес вирішення різноманітних технічних і технологічних задач.

Ряд учених розглядає загальнометодологічні підходи до систематизації спеціалізованих знань. Так, Р.І.Сілін визначає питання систематизації знань як ключовий момент наукового-технічного прогресу [1], а Л.Д.Пономарьов розглядає діагностування як системний підхід до управління [2]. Проте у відомих роботах не ставиться задача розробки такої методології, яка дозволила б із єдиних позицій проводити систематизацію процесів зберігання, використання й аналізу технічних і технологічних даних і моделей.

Метою статті є розробка концепції спеціалізованої бази знань, яка дозволить вирішити означену проблему шляхом комплексної структуризації простору рішень технологічних задач.

Необхідною умовою для розробки й застосування зазначеної концепції спеціалізованої бази знань (БЗ) авторами визначено використання системного підходу як ключового методу системології [3].

Системний підхід – розгляд складних, але цілісних за своєю суттю об'єктів як систем, спрямований на виявлення і вивчення типів зв'язків між елементами та зведення їх у єдину теоретичну картину. Тобто системний підхід є методологією дослідження об'єктів як систем. Система в загальному вигляді складається з двох компонентів:

- вище оточення, що включає вхід і вихід системи;
- внутрішня структура – сукупність взаємопов'язаних компонентів, які забезпечують перетворення входу у вихід системи й досягнення цілей системи.

Таким чином, реалізація системного підходу до побудови структури спеціалізованої бази знань призводить до необхідності створення комплексу структурних моделей елементів, взаємозв'язок між якими визначається прийнятою ієрархічною структурою. Необхідною умовою для цього є створення, із використанням формалізованого опису системних елементів, ієрархічної й характеристичної класифікації моделей даних, що використовуються для вирішення технологічних задач, та визначення підходу до ефективної програмної реалізації такої бази знань залежно від визначеної класифікації.

Аналіз існуючих моделей даних (способів зберігання технічної та технологічної інформації), відповідно до наведеної структури підсистем за системним підходом, визначив наступні елементи моделей даних (Рис. 1):

- блок вхідної інформації (параметр, одновимірний чи багатовимірний масив параметрів);
- виконавчий механізм моделі (таблиця, графік, математична модель, теорема та ін.);
- блок вихідної інформації (параметр, одновимірний чи багатовимірний масив параметрів).

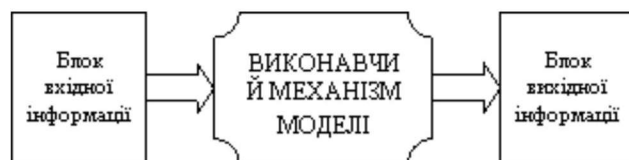


Рис. 1. Формалізована структура елемента БЗ

Моделі, що використовуються для рішення технологічних задач, за схемою використання й коректністю вихідних значень поділяються на наступні класи (Таблиця 1).

Експериментальні моделі містять масиви числових співвідношень параметрів, отримані експериментальним шляхом. Відповідно, експериментальні моделі є найбільш коректними із існуючих. Звичайною формою зберігання даних у експериментальних моделях є таблиця.

Аналітичні моделі – це методики, які на основі певних формул, функцій, алгоритмів, теорем дозволяють по відомих даних визначити значення невідомих параметрів. Внаслідок можливих похибок і неточностей при формулюванні математичних моделей аналітичні моделі мають меншу вірогідність, ніж числові. Існують два підкласи аналітичних моделей – детерміновані й імовірнісні.

Таблиця 1 – Зміст виконавчого механізму моделей

Моделі	Форма виконавчого механізму моделі
Експериментальні	таблиці, масиви, масиви таблиць; графіки (табличні), масиви графіків; програми на базі вищепереліченого.
Аналітичні детерміновані	формули, набори формул, масиви формул, функцій; графіки (векторні); алгоритми, комплекси алгоритмів; теореми, леми; програми на базі вищепереліченого.
Аналітичні імовірнісні	формули, набори формул, масиви формул, функцій; алгоритми, комплекси алгоритмів; алгоритми штучного інтелекту; програми на базі вищепереліченого.
Числові	таблиці, масиви, масиви таблиць; графіки (табличні та векторні), масиви графіків; програми на базі вищепереліченого.

Детерміновані (або класичні) моделі використовують формули, теореми, алгоритми і т.д. для визначення за відомими даними значень невідомих параметрів. Детермінована модель застосовна, якщо задача повністю описується певною моделлю (деяким набором відомих функцій і параметрів). У випадку застосовуваності детерміновані моделі дають точний і однозначний результат

Імовірнісні моделі пов'язані з спостереженням випадкових величин – наприклад, при визначенні надійності технологічних систем. Оскільки для подібних задач неможливо побудувати детерміновані моделі, то використовується принципово інший, імовірнісний підхід. Параметри імовірнісних моделей – це розподіл випадкових величин, їх середні значення, дисперсії і т.д. Звичайно ці параметри невідомі, а для їх оцінки використовуються статистичні методи, що застосовуються до вибірок значень (наприклад, історичних значень). Вихідні дані імовірнісних моделей менш вірогідні, ніж вихідні дані детермінованих моделей.

Числові моделі містять масиви числових співвідношень параметрів, отримані (на відміну від експериментальних моделей) непрямым шляхом (наприклад, в результаті застосування аналітичних моделей), а також експертні оцінки, гіпотетичні співвідношення і т.д. Вихідні дані числових моделей мають мінімальну коректність.

Характеристики поданої класифікації та методу зберігання моделей забезпечують наступні можливості їх застосування:

Зберігання як розроблених, так і отриманих теоретично й експериментально даних і моделей.

Пошук потрібних моделей за критеріями (по набору вхідних даних, набору вихідних даних, типу моделі та ін..).

Супровід експериментів – зберігання результатів експериментів і їх подальше використання.

Інтеграція моделей різного походження, що описують єдиний об'єкт чи явище.

Перевірка коректності нових та існуючих моделей (коректність аналітичних моделей встановлюється шляхом перевірки на ідентичність їх вхідних і вихідних даних відповідним даним існуючих експериментальних моделей; коректність числових моделей – відповідно аналітичних та/або експериментальних моделей).

Пошук оптимальних рішень для широкого спектру технічних та технологічних задач шляхом визначення прийнятних для застосування в рамках існуючої задачі моделей та їх порівняння (наприклад, задачі оптимізації використання ріжучого інструменту).

Важливим аспектом застосування виконавчих механізмів є їх використання для створення нових виконавчих механізмів. Так, можливе досягнення наступних цілей:

- вирішення проблеми операцій із проміжними значеннями у числових і експериментальних моделях (шляхом застосування числових і експериментальних моделей в режимі аналітичних моделей, або емуляція числових і експериментальних моделей на базі аналітичних моделей);
- запобігання надлишковості або недостатці вхідних та вихідних даних;
- оптимізація блоку вхідних даних шляхом згортки, визначення мінімального або найближчого до потрібного блоку вхідних даних серед прийнятних виконавчих механізмів;
- корекція менш вірогідних даних більш вірогідними даними із аналогічних моделей різних типів, або взаємодоповнення моделей.

Для забезпечення виконання перелічених функцій, необхідна класифікація елементів БЗ за наступними ознаками:

Блоків вхідних даних – за розмірністю, типом (параметри технологічні, економічні та ін..), класом (обов'язкові параметри чи допоміжні параметри – наприклад, дані про умови експерименту), точністю (звичайно чим більше модель має вхідних даних, тим повніше розглядає умови її застосування і відповідно, тим точнішою вона є).

Виконавчих механізмів – за моделлю даних, типом моделі (формула, таблиця й ін..).

Блоків вихідних даних – за розмірністю, типом, граничною точністю.

Положення викладеної концепції спеціалізованої бази знань були застосовані авторами для вирішення ряду прикладних задач. Так, при розробці системи прогнозування працездатності інструменту при обробці металів різанням [4] із метою аналізу впливу кута нахилу фаски на передній поверхні на стійкість різців при точінні було використано кінцевоелементну модель процесу різання як аналітичну детерміновану модель виконавчого механізму В якості кінцевого елемента було взято трикутний симплекс-елемент, ріжучий інструмент розглядався як ідеально

жорстке тіло, а на поверхні дотику інструменту й матеріалу реалізовано умову ідеального ковзання. Отримані за допомогою даної аналітичної моделі вихідні дані (числові моделі) були порівняні із експериментальними даними (експериментальні моделі), що показало їх відповідність.

Аналогічним чином було проведено аналіз впливу геометрії передньої поверхні різця на розвиток зон пластичної деформації ріжучої кромки [4], що дало можливість на основі аналізу підбирати надійні геометричні параметри ріжучого інструменту [5].

Іншим прикладом використання концепції спеціалізованої бази знань як засобу комплексної структуризації простору рішень технологічних задач є її застосування для розробки авторами системи багатокритеріальної оптимізації проектування технологічних процесів (СБОПТП) [6], що дозволяє, використовуючи єдиний динамічний масив вхідних даних та статичний масив математичних моделей критеріїв оптимальності, визначати оптимальний ТП за будь-яким із базових критеріїв оптимальності, у відповідності із поточними виробничими вимогами.

Скінченність математичних моделей критеріїв оптимальності ТП, що визначається виробничими завданнями, та скінченність загальної бази вхідних даних, що визначається параметрами математичних моделей критеріїв оптимальності, визначили можливість створення СБОПТП. Дослідженнями [6] було встановлено, що розширення комплексу математичних моделей критеріїв оптимальності ТП призводить до незначного збільшення загальної бази вхідних даних, особливо при додаванні критеріїв у групи із вже існуючими критеріями оптимальності ТП, що визначило можливість створення системи багатокритеріальної оптимізації проектування ТП, яка враховує весь можливий спектр техніко-економічних цілей виробництва. Розроблена структура спеціалізованої бази знань дозволила додавати, корегувати та видаляти власні й узагальнюючі критерії оптимальності, а СБОПТП є ефективною в якості надбудови для генераторів технологічних процесів САПР ТП й дає можливість проведення порівняльного аналізу споріднених критеріїв оптимальності ТП шляхом їх однонаправленого застосування в цільовій області. В рамках вирішення задачі створення системи багатокритеріальної оптимізації проектування технологічних процесів, авторами було розроблено тестову систему СБОПТП „УніСАПРТП2” [7], що на основі єдиної бази вхідних даних визначає оптимальний ТП за 7 видами критеріїв оптимальності (надійність інструмента, максимальна продуктивність, мінімальна собівартість й ін.) та 5 видами узагальнюючих критеріїв оптимальності. Перевагою розробленої СБОПТП визнано можливість окремого використання її першого рівня як диференційного модуля САПР ТП, а другого – як інтегрального модуля. Комплексне ж застосування СБОПТП типу „УніСАПРТП2” дозволяє не тільки поєднати переваги диференційного й інтегрального підходів до оптимізації проектування ТП, а й набути нові вищевказані властивості, що є наслідком застосування системного підходу до вирішення задачі підвищення ефективності роботи САПР ТП.

Висновки. В статті з позицій системного підходу розкрито принцип, структуру та перспективи використання спеціалізованих баз знань як засобу комплексної структуризації простору рішень технологічних задач. На прикладі успішного застосування викладеної концепції спеціалізованих баз знань для вирішення актуальних проблем застосування САПР та САПР ТП (розробка системи прогнозування працездатності інструменту при обробці металів різанням й створення системи багатокритеріальної оптимізації проектування технологічних процесів) доведено ефективність та перспективність описаної методики.

Список літератури: 1. Силин Р.И. Человек и Вселенная. – Хмельницький: ХНУ, 2007. 133с. 2. Пономарев Л.Д. Диагностирование – как системный подход к управлению // Збірник наукових праць „Надійність інструменту та оптимізація технологічних систем”, Випуск 13. Краматорськ – Київ – 2003. – С.126-131. 3. Старин О.Г. Системология. – Київ: Центр навчальної літератури, 2005. – 232с. 4. Мясцев А.А., Ковальчук С.С. Разработка системы прогнозирования работоспособности инструмента при обработке металлов резанием // Міжнародний науковий журнал „Проблеми трибології”. Хмельницький, 1998, №1(7). – С.98-104. 5. Ковальчук С.С., Мазурець О.В., Рибак Л.П. Врахування критеріїв надійності роботи інструменту при автоматизованому проектуванні технологічних процесів // Міжнародний науково-технічний збірник „Резание и инструмент в технологических системах” Харьков: НТУ „ЖПИ”, 2007. Вып. 73. – С.112-118. 6. Мазурець О.В. Застосування нейросхемних технологій для мультикритеріальної оптимізації проектування технологічних процесів виготовлення деталей машин // Збірник наукових праць за матеріалами науково-технічної конференції «Актуальні проблеми комп’ютерних технологій 2006». Хмельницький – 2006. – С.15-23. 7. Ковальчук С.С., Мазурець О.В. Теоретичні засади розробки системи багатокритеріальної оптимізації проектування технологічних процесів // Науковий журнал „Вісник Хмельницького національного університету”. Хмельницький, 2008, №2(108). – С.26-34.

Поступила до редакції 09.01.09

С.Н. Лавриненко, канд. техн. наук, Харьков, Украина;
 А.Г. Мамалис, д-р техн. наук, Афины, Греция;
 М.С. Дунайчук, канд. физ.-мат наук, Днепрпетровск, Украина

УПРАВЛЕНИЕ РАБОЧИМИ ОРГАНАМИ ПРЕЦИЗИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СИСТЕМ И КОМПЕНСАЦИЯ ВОЗНИКАЮЩИХ В ПРОЦЕССЕ РЕЗАНИЯ ПОГРЕШНОСТЕЙ

Аспекти практичної реалізації адаптивного контролю точності руху робочих органів прецизійних технологічних систем за допомогою актуаторів представлені у даній статті. Особлива увага приділяється розгляду питання виготовлення ультрапрецизійних офтальмологічних асферичних лінз з полімерних матеріалів.

The aspects of practical realization of adaptive control of precision technological systems working bodies by means of actuators are presented in this article. In particular the question of manufacture of ultraprecision ophthalmologic aspherical lenses from polymeric materials is considered.

Используя теоретические предпосылки организации систем адаптивного контроля в качестве контролируемых и управляемых воздействий на рабочие органы прецизионных технологических систем можно использовать контроль возбуждающего воздействия силы резания или контроль возбуждения системы под действием импульса. В особых случаях ультрапрецизионного резания необходимо применять комплексный контроль движения рабочих органов, то есть контролировать одновременно возбуждающее действие силы резания, импульса и совместное возбуждающее воздействие силы и импульса, т.е. смешанный контроль [1-5].

Так как прецизионная и ультрапрецизионная лезвийная механическая обработка осуществляется, главным образом, с высокими скоростями резания, то для определения критерия оптимизации возникает необходимость решать задачу высокоскоростного контроля функций позиционирования рабочих органов в направлении главного движения резания и тогда уточненным критерием оптимизации (K_e) будет максимизация средней скорости движения абсолютно твердого тела - режущего элемента в виде реза или режущей вставки, эквивалентная скорости резания (v):

$$K_e = v_{\text{ср}} \quad (1)$$

В качестве граничных условий выбираются следующие:

- |a| - ускорение во время рабочего хода;
- |R| - максимальное значение силы резания;
- |x| - горизонтальное смещение во время движения (ошибка позиционирования).

Решая задачу создания адаптивной динамической системы управления, мы получили идеальную траекторию контроля в фазовой плоскости для данного промежутка времени [6] и в условиях реального процесса прецизионной механической обработки необходимо стремиться к максимальному приближению к этой модели.

Из всех допустимых контрольных акций (для контроля силы резания $U \subset u_0$ или импульса $S \subset S_0$) определяем управляющее воздействие, которое переводит нашу базовую систему из начальной позиции x_0 в выбранную конечную позицию x_1 :

$$\dot{x} = f(t, x, u) + \frac{S_1}{m} \delta(t - t_1) \quad (2)$$

а также гарантировать максимальное или минимальное значение оптимизационного критерия:

$$K_e = \int_{t_0}^{t_1} f_0(t, x, u, S_p, t_p) dt \quad (3)$$

если существуют дополнительные ограничения по фазовым координатам и управляющим импульсам:

$$|\dot{x}| \leq v_0; |x| \leq \delta; m \leq m_0; \tau \geq \tau_0 \quad (4)$$

где: v_0 - ограничение скорости резания;

δ_0 - ограничение точности позиционирования рабочего органа;

m_0 - максимальное число управляющих импульсов;

τ_0 - минимальный интервал времени между управляющими импульсами.

Определяем управляющее воздействие по изменению состояния системы с одной степенью свободы:

$$m\ddot{x} = -cx + R(t) \quad (5)$$

Из начальной позиции $x_0(-A; 0)$ в конечную позицию $x_1(0; +A)$ за минимальное время $t_{\min} = T = K$, если контролируемая сила $R(t)$, эквивалентная силе резания имеет предел:

$$|R(t)| \leq R_0 \quad (6)$$

Так как мы имеем случай перемещения с высокой скоростью, то:

$$K = \int_{t_0}^{t_1} l \cdot dt \quad (7)$$

Приняв $t_0 = 0$, а $t_1 = t_{\min} = T$, мы будем иметь выполнение равенства $K = T$.

Преобразуя уравнение системы (6.6) при $x_1 = x$; $\dot{x}_1 = \dot{x}$ или $\dot{x}_1 = x_2$; $\dot{x}_2 = -\frac{c}{m}x_1 + u(t)$, мы имеем функцию Гамильтона:

$$H = \psi_0 + \psi_1 x_2 + \psi_2 \left(-\frac{c}{m}x_1 + u(t)\right) \quad (8)$$

или $H = \psi \cdot X$, (9)

где: $\psi = \begin{Bmatrix} \psi_0 \\ \psi_1 \\ \psi_2 \end{Bmatrix}$; $X = \begin{Bmatrix} 0 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix}$.

При этом скалярное произведение векторных функций ψ и X в любой момент времени для максимизации функции H должно быть максимальным. Для достижения этого управляющее воздействие $u(t)$ должно быть ограничено пределами $u(t) = \pm u_0$, зависящими только от функции ψ_2 , то есть $H = \max H$,

если $\psi_2 \left(-\frac{c}{m}x_1 + u(t)\right) = \max$

Вследствие этого, если $\psi_2 > 0$, то $u(t) = +u_0$ и, если $\psi_2 < 0$, тогда $u(t) = -u_0$. Графически это представлено на рис. 1.

Так как контролируемое движение рабочего органа механической системы достаточно мало, то управляющее воздействие может иметь один момент переключения и графически представляться следующим образом (см. рис. 2).

В качестве примера реализации на практике этих результатов можно привести разработанную с участием автора высокоскоростную импульсную систему корреляции ошибок, возникающих в процессе резания, с использованием пьезоэлектрического привода Burleigh PZL-015.

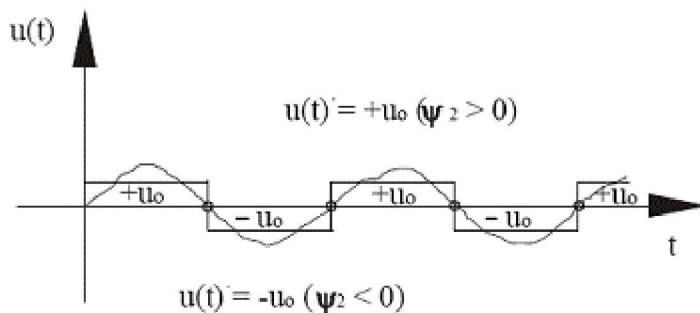


Рис. 1. Оптимизированное управление с моментами переключения от $+u_0$ до $-u_0$

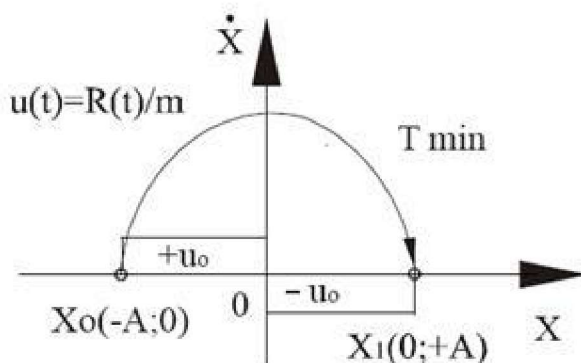


Рис. 2. Управление движением рабочего органа прецизионной механической системы с одним моментом переключения.

Структурная схема реализации технологической системы для ультрапрецизионного алмазного точения офтальмологических астигматических полимерных линз представлена на рис. 3. Станок имеет виброизолированную станину в виде массивного гранитного основания. На станине на салазках продольного перемещения крепится высокоскоростной шпиндельный узел, оснащенный воздушными подшипниками. На салазках поперечного перемещения крепится резцедержка, оснащенная актуатором.

Формируемая на токарном станке поверхность линзы - это часть поверхности тороида. Если мы принимаем, что постоянная скорость резания v_c не зависит от радиуса, то амплитуда ускорения вершины инструмента также будет независимой от радиуса:

$$\left| \frac{\ddot{x}}{x} \right| = 4\omega \left(\frac{v_c}{r_w} \right)^2 \quad (10)$$

Например, для скорости $v_c = 10$ м/с при $r_w = 40$ мм и $u = 5$ мм ускорение вершины режущего клина составит 1250

m/c^2 .

На рис. 4 представлена принципиальная схема мехатроники высокоскоростной станочной системы корреляции при помощи актуатора. Закрепленный на продольных салазках шпиндельный узел с хорошо демпфированной собственной резонансной частотой воздушных подшипников 400 Гц контролируется пропорционально-дифференциальным контроллером с частотой пропускания 30 Гц. Линейное положение на оси продольной подачи контролируется сенсором, являющимся частью интерферометра белого света, с резонансной частотой 150 Гц. Принимаем в данной модели, что ответная реакция воздействия актуатора на инструмент направлена через жесткие салазки поперечного перемещения непосредственно на станину станка.

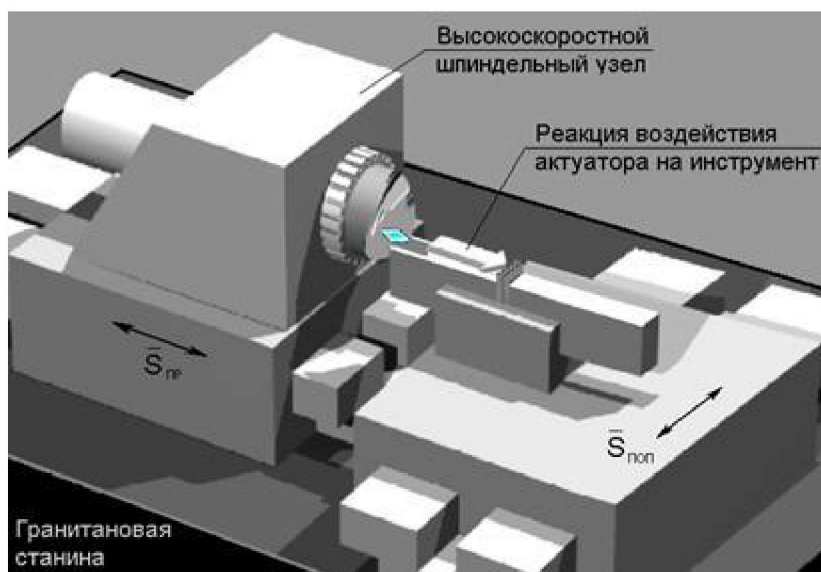


Рис. 3. Структурная схема реализации высокоскоростной системы корреляции ошибок при ультрапрецизионном алмазном точении асферических линз

Масса гранитановой станины $m_c = 500$ кг, масса продольной направляющей $m_n = 75$ кг, масса шпиндельного узла $m_{ш} = 16$ кг и масса актуатора $m_a = 0,05$ кг. Реакция воздействия актуатора направлена либо непосредственно на станину станка (F_1) либо на реактивную массу в желобе салазок поперечного перемещения $m_p = 2$ кг (F_2).

На рис. 5 представлены графики передаточных функций для двух случаев: кривая 1 - при прямом воздействии актуатора и кривая 2 - при воздействии на реактивную массу.

На графике ярко выражен пик резонанса в интервале частот 150 - 170 Гц, что объясняется резонансом системы измерения механизма продольного перемещения. Этот резонанс незначительный, но следует обращать особое внимание на жесткость системы исполнительных механизмов, особенно учитывая величину ускорения актуатора.

Пропорционально-дифференциальное регулирование амплитудно-частотной характеристики колебаний системы станок-приспособление-инструмент-заготовка при помощи воздействия актуатора на реактивную массу позволяет сглаживать импульсы, возникающие в результате ошибок управляющих воздействий на рабочие органы станка. Особенно заметно улучшение амплитудных характеристик при формировании эквидистанты профиля линзы вблизи ее оси, где окружная скорость главного движения резания стремится к нулю (см. рис. 6).

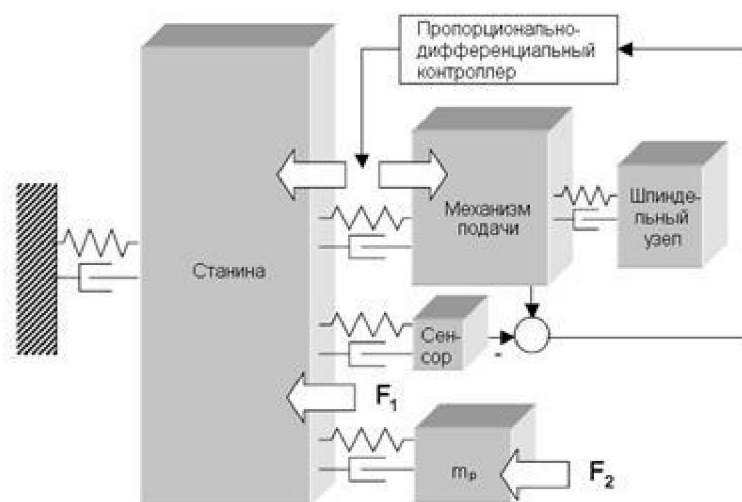


Рис. 4. Принципиальная схема мехатроники высокоскоростной системы корреляции ошибок

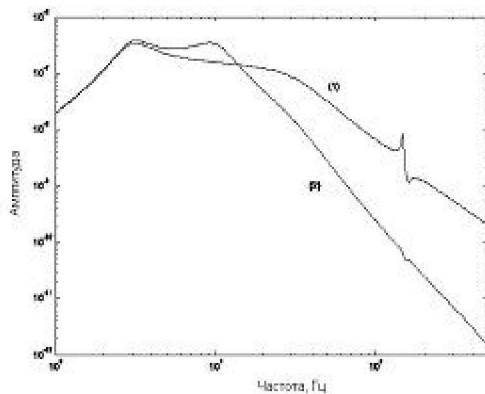


Рис. 5. Графики передаточных функций: (1)- при прямом воздействии актуатора; (2) - при воздействии на реактивную массу

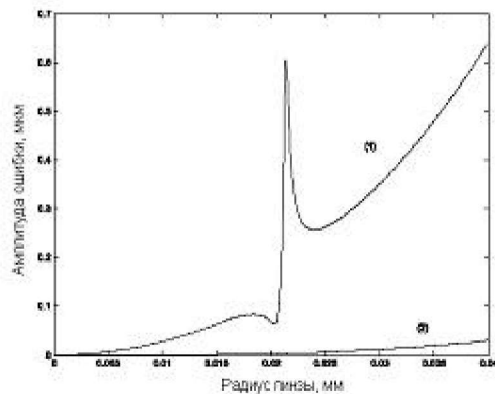


Рис. 6. Амплитудные характеристики формирования профиля линзы:
 (1) - Обработка без управляющего воздействия на рабочий орган станка
 (2) - Обработка с управляющим воздействием на рабочий орган станка

Список литературы: 1. Кумабэ Д. Вибрационное резание. / Пер. с яп. - М.: Машиностроение, 1985. - 424 с. 2. Проблемы идентификации нестационарных объектов в измерительной технике. - Новосибирск: Изд-во Сибирского науч.-исслед. ин-та метрологии, 1971. - 212 с. 3. Райбман Н.С, Чадаев В.М. Адаптивные модели в системах управления. - М.: Советское радио, 1966. - 159 с. 4. Advances in Optimization and Control. / Eiscit B. A. and Pederoli G./ - Berlin: Springer-Verlag, 1988. - P. 37- 42. 5. Viba J. Adaptive Control. // North Atlantic Treaty Organization - ASI "Responsive Systems for Active Vibration Control" - Brussels, 2001 - 10 p. 6. Лавриненко С.Н. Оптимизация процессов управления движением рабочих элементов прецизионных нелинейных механических систем // Вестник НТУ "ХПИ": 36. научн. трудов. Вып. 11, 2002, С. 11-18.

Поступила в редколлегию 25.05.09

В.К. Лобанов, д-р техн. наук, Г.И. Пашкова, канд. техн. наук,
Харьков, Украина

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ УРОВНЯ НАПРЯЖЕНИЙ В РАМНЫХ СВАРНЫХ КОНСТРУКЦИЯХ МЕТОДОМ ТЕНЗОМЕТРИРОВАНИЯ

Наведено результати досліджень методом електротензометрії рівня напружень в конструктивних елементах вантажопідійомної щогли у вигляді просторової зварної рамної конструкції при її навантаженні в процесі випробувань.

The results of research by the method of tenzometry for level of tensions in the structural elements of vantage mast as the spatial welded frame construction at its loading in the process of tests are reduced.

Одной из важнейших задач современного промышленного производства машин и сооружений является снижение материалоемкости с одновременным повышением надежности и ресурса по критериям прочности. Развитие техники приводит к ужесточению условий эксплуатации, что создает значительные трудности в решении поставленной задачи.

Все более широкое использование в промышленности находят сварные соединения в рамных и балочных металлоконструкциях. Изучение прочности таких объектов также представляет значительный практический интерес. Главным этапом решения проблем обеспечения прочности и ресурса при проектировании машин и конструкций является определение деформаций, напряжений, перемещений и усилий, вызываемых силовыми и тепловыми нагрузками [1, 2].

Высокая эффективность современных вычислительных методов расчета с использованием компьютеров позволяет решать многие задачи при проектировании машин, включая оптимизацию формы и размеров деталей. Однако действительные нагрузки, обусловленные спецификой эксплуатации, особенно при аварийных и нештатных режимах, могут существенно отличаться от априорно принятых при проектировании. Кроме того, в ряде случаев при сложной конфигурации деталей и узлов и различных сочетаниях воздействующих нагрузок численные методы могут оказаться неэффективными для расчета напряженно-деформированного состояния из-за существенных и часто необоснованных упрощений. Поэтому для определения реальной нагруженности деталей машин и конструкций как на стадии проектирования, так и в процессе доводки опытных образцов, и особенно в реальных условиях эксплуатации, большое значение приобретают методы экспериментальной механики и, в частности, тензометрия. Натурная тензометрия позволяет определить действительные значения напряжений и деформаций в машинах и конструкциях, а также их изменения в рабочих условиях, т. е. получить надежные данные для оценки прочностных и ресурсных характеристик.

Целью настоящей работы являлось исследование методом тензометрирования уровня напряжений в конструктивных элементах грузоподъемной мачты, представляющей собой пространственную сварную рамную конструкцию, при её нагружении в процессе испытаний.

Высота грузоподъемной мачты составляет 35,8 м. Конструктивные элементы мачты – полые трубчатые заготовки с размерами 100,5×100,05×6,05; 80,5×80,05×6,05; 60,5×60,05×6,05 мм из стали 10ХСНД, механические характеристики которой приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Механические характеристики стали 10ХСНД (средние значения для использованных труб)

Предел прочности, σ_B , МПа	Предел текучести, σ_T , МПа	Модуль упругости, E, ГПа	Плотность, ρ , кг/м ³	Коэффициент Пуассона, μ
580	390	197	7640	0,3

Изучение значений напряжений при нагружении мачты проводили в различных точках, расположенных на нескольких уровнях по длине конструкции. Для исследования напряжений выбирались наиболее нагруженные точки в соответствии с прочностным расчетом мачты. Расчетная модель построена на основе пакета программ моделирования и конечно-элементного анализа MSC/NASTRAN for Windows [3]. Точки измерения находились на вертикальных стойках мачты, представляющих собой трубы с размерами 100,5×100,05×6,05 мм. Установленные в результате предварительных числовых расчетов допускаемые напряжения в материале мачты при нагрузке, соответствующей эксплуатационной, достигают по абсолютной величине 350 МПа и являются сжимающими.

Определение деформаций для расчета напряжений в заданных точках при нагружении мачты производили методом электротензометрии [4]. Использование прямоугольных розеток тензорезисторов типа КФ5П1-10-100-Б12 с коэффициентом тензочувствительности равным 2,02 позволило получить достаточно полную картину деформированного состояния в заданных точках. Термокомпенсационные тензорезисторы наклеивали аналогично рабочим на пластины из стали 10ХСНД, которые крепили на стойки мачты непосредственно вблизи рабочих розеток. От воздействия окружающей среды тензорезисторы защищали с помощью резиновых пластин. Для определения деформаций были использованы полумостовые измерительные схемы подключения тензорезисторов. Расчет максимального и минимального напряжений производился по известным формулам [4].

Выходные сигналы тензорезисторов в ненагруженном состоянии и при нагружении мачты фиксировались с помощью измерительных тензометрических систем СИИТ-3. Современный тензометрический эксперимент, как правило, требует одновременной и синхронной регистрации деформаций и других величин, поэтому в последнее

время находят все большее применение информационно-измерительные системы, позволяющие решить эту задачу. Сбор и обработка информации, получаемой от тензорезисторов, осуществлялись в настоящем исследовании с использованием специально сформированного информационно-измерительного комплекса, структура которого приведена на рис. 1.

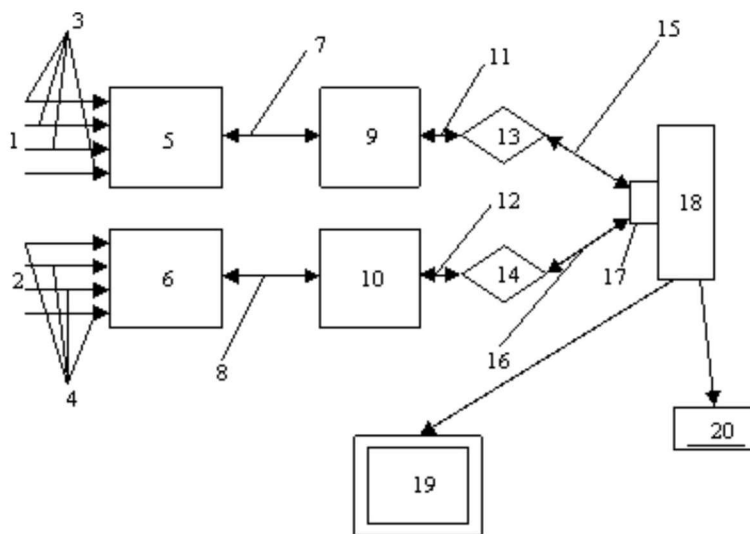


Рис. 1. Схема информационно-измерительного комплекса:

- 1, 2 – тензорезисторы; 3, 4 – монтажные кабели длиной 5 м;
- 5, 6 – блоки дистанционного релейного переключения (БДРП) системы СИИТ-3;
- 7, 8 – кабельные системы; 9, 10 – блоки измерений (БИ) системы СИИТ-3;
- 11, 12, 15, 16 – соединительные кабели; 13, 14 – адаптерные устройства АУС-СП;
- 17 – мультипортовая плата MOXA CP-114 IS; 18 – системный блок персонального компьютера (ПК); 19 – монитор ПК; 20 – принтер

Разработано программное обеспечение, позволяющее проводить компьютерную обработку поступающей информации и рассчитывать значения напряжений в элементах конструкции мачты непосредственно в ходе испытаний, а, следовательно, оперативно оценивать текущее состояние натурального объекта и влиять на ход эксперимента.

Для оценки работоспособности информационно-измерительного комплекса и программного обеспечения была проведена предварительная тарировка измерительной схемы с использованием натуральных образцов, выполненных из полый трубчатой заготовки 100,5×100,05×6,05 мм, применяемой при изготовлении мачты. Один из образцов являлся рабочим и подвергался статическому сжатию усилием от 0,4 до 0,8 МН на гидравлическом прессе модели ПД 476. На второй образец наклеивались тензорезисторы, используемые в качестве термокомпенсационных. Данный образец располагался вблизи рабочего, но нагружению не подвергался. При этом в лаборатории были проимитированы все условия передачи информации, планируемые к использованию в условиях испытательного полигона.

Статистически обработанные результаты тарировочных экспериментов приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Результаты тарировки образцов из стали 10 ХСНД

Усилие нагружения на прессе, МН	Значения напряжений, МПа	
	расчетное	экспериментальное (усредненное)
0,4	-165,3	-158,3
0,6	-268	-261,7
0,7	-314	-318,4
0,8	-350	-352,4

Полученные результаты свидетельствуют о работоспособности сформированного информационно-измерительного комплекса, его стабильной и надежной работе в лабораторных условиях при создании в элементах конструкции мачты напряжений до 350 МПа. Значения напряжений, полученные в процессе обработки с использованием персонального компьютера показаний тензорезисторов при нагружении образца, близки к расчетным данным для соответствующих величин усилия нагружения. Разница между расчетными и экспериментальными значениями составляет 0,6-4,4 %.

Фиксация и анализ показаний тензорезисторов при нагружении грузоподъемной мачты в процессе испытаний, расчет значений напряжений в заданных точках и построение графиков распределения напряжений по высоте мачты осуществлялись непосредственно в условиях испытательного полигона. В соответствии с требованиями инструкции по эксплуатации тензометрической системы СИИТ-3 длина кабелей от тензорезисторов до БДРП не должна превышать 5 м. Поэтому блоки БДРП фиксировали в заданном положении и размещали в специальных контейнерах, закрепленных на мачте. Блоки БИ и адаптерные устройства располагали вблизи мачты и с помощью кабелей связи соединяли с соответствующими БДРП и персональным компьютером, находящимся в безопасной зоне. Температура

испытаний находилась в пределах +15...+18°C.

Измерение показаний тензорезисторов в ненагруженном положении мачты производилось трижды, и определялась работоспособность каждого тензорезистора. Замер показаний тензорезисторов при нагружении мачты и расчет величины напряжений в заданных точках осуществлялись в соответствии с указанным усилием нагружения. Погрешность определения значений напряжений составляла 5-10 МПа. Информация о результатах тензометрирования представлялась в виде таблиц и графиков распределения напряжений в соответствующих точках по высоте мачты.

В процессе предварительных и сдаточных испытаний грузоподъемная мачта подвергалась статическому нагружению усилием от 0,3 до 1,7 МН.

Изучение распределения напряжений по высоте мачты показывает, что наиболее нагруженными в большинстве случаев являются точки, расположенные на правой и левой передних ее стойках на высоте 17,8 м от уровня основания.

На рис. 2 графически представлены обобщенные результаты тензометрирования мачты в процессе испытаний. Полученные данные свидетельствуют о том, что графическая аппроксимация обобщенной зависимости значений максимальных напряжений от величины усилия нагружения мачты по характеру близка к линейной, т.е. конструкция работает в упругой области.

Максимальные напряжения, возникающие в элементах конструкции мачты, являются сжимающими во всех случаях. Минимальные напряжения, обусловленные одновременным влиянием деформации сжатия, изгиба и скручивания, зафиксированы как сжимающими, так и растягивающими.

Наибольшее значение максимального напряжения, полученное при нагружении мачты усилием 170 тс, составляет -181,13 МПа. По абсолютной величине указанное значение в 1,9 раза ниже допускаемой величины напряжений равной 350 МПа

Показания тензорезисторов в ненагруженном состоянии и после снятия усилия нагружения близки между собой. Это подтверждает, что тензорезисторы сохранили работоспособность, а деформация мачты в процессе нагружения является упругой.



Рис. 2. Графическая аппроксимация обобщенной зависимости значений максимальных напряжений от величины усилия нагружения

Проведенные исследования позволяют достоверно оценить прочность натурального объекта и уточнить ресурс эксплуатации с учетом реальной нагруженности по данным тензометрии.

Таким образом, выполненная работа по тензометрированию и исследованию напряженно-деформированного состояния сварной грузоподъемной мачты при ее нагружении в процессе испытаний показывает, что конструкция мачты обеспечивает необходимый запас прочности для грузоподъемных устройств.

Список литературы: 1. Дайчик М.Л., Пригоровский Н.И., Хуришудов Г.Х. Методы и средства натурной тензометрии. – М: Машиностроение, 1989. – 240 с. 2. Кудрявцев И.В., Наумченко Н.Е. Усталость сварных конструкций. – М: Машиностроение, 1976. – 271 с. 3. Шимкович Д.Г. Расчет конструкций в . MSC/NASTRAN for Windows – М: серия «Проектирование», 2001. 4. Шушкевич В.А. Основы электротензометрии. – Минск Вышэйшая школа, 1975. – 352 с.

Поступила в редколлегию 05.04.09.

Э.Р. Менумеров, Ч.Ф. Якубов, канд. техн. наук,
И.Э. Аметов, канд. хим. наук, Симферополь, Украина

ПОВЫШЕНИЕ ОКИСЛИТЕЛЬНОЙ СТОЙКОСТИ СОТС РАСТИТЕЛЬНОЙ ПРИРОДЫ ПРИСАДКАМИ ИЗ АНТИОКСИДАНТОВ

The opportunity of increase of oxidizing stability of vegetable oils is considered with the help anti-oxidants. The choice optimum anti-oxidant for metalworking fluids is made on the basis of vegetable oils. In research was used anti-oxidant alpha-tocopherol. Also practically is proved necessary and sufficient quantity anti-oxidant in sunflower oil, as basic oil for metalworking fluids.

Наряду с интенсификацией современных производственных процессов возрастают и требования экологической безопасности. Так, традиционно используемые при металлообработке СОТС на основе минеральных масел являются одними из основных загрязнителей окружающей среды и влекут за собой финансовые затраты предприятий, связанные с утилизацией, хранением, транспортировкой и т.д. Это обстоятельство формирует поиск новых решений в области механической обработки материалов с применением СОТС. Одним из таковых представляется возможность использования в качестве СОТС масел растительного происхождения, которые по своей природе являются безвредными для окружающей среды и человеческого организма, а также имеют более высокие трибологические характеристики, чем минеральные масла [1,2,3].

Тем не менее, в процессе эксплуатации растительных масел в качестве СОТС выявляется ряд недостатков, одним из которых является их низкая окислительная стойкость. С одной стороны, при повышенных температурах трибологические характеристики растительных масел значительно ухудшаются, что обусловлено процессами термоокислительной деструкции [1]. С другой, СОТС на основе растительных масел попадая на узлы станка, инструмент, деталь, стружку и т.д. с течением времени высыхают и требуют проведения специальных мероприятий по очистке загрязненных поверхностей.

Существует ряд решений данной проблемы. Одним из таковых является возможность получения стойких к окислению растительных масел путем изменения их состава, на основе генной инженерии [4]. В этом случае состав масел изменяется в сторону увеличения количества насыщенных кислот и снижения количества ненасыщенных, где последние интенсифицируют процессы их полимеризации. Во втором повышении окислительной стойкости растительных масел достигается путем добавления различных присадок, таких как глицерин или антиоксиданты [3,5].

Предлагаемые методы генной инженерии слишком дороги и изменение состава масел приводит к изменению их трибологических свойств. Добавление глицерина к маслам требуется в больших количествах (до 15%), что приводит к повышению их стоимости и ухудшению их трибологических свойств (уменьшается содержание ПАВ в виде триглицеридов). В этом плане присадки на основе антиоксидантов представляются оптимальным решением проблемы окислительной стойкости. Однако большинство предлагаемых антиоксидантов являются токсичными.

В данной работе исследуется возможность использования в качестве антиоксидантной присадки к СОТС на основе растительных масел витамина Е (α -токоферола), как наиболее безопасного и не уступающего по своим антиокислительным свойствам дорогим синтетическим антиоксидантам. Также предложен метод выбора оптимального содержания антиоксиданта в растительном масле.

Процесс термоокислительной деструкции для различных растительных масел протекает по-разному. В зависимости от вида масла термоокислительная деструкция может проявляться в виде полимеризации (высыхания масла с образованием пленки) или разложения масла на составные компоненты. Причиной термоокислительной деструкции является взаимодействие растительных масел с кислородом воздуха.

Так, растительные масла по отношению к действию кислорода воздуха разделяются на высыхающие, полувсыхающие и невымсыхающие.

К высыхающим растительным маслам относятся: льняное, маковое, ореховое, конопляное, подсолнечное, соевое, древесное (тунговое) и др. К полувсыхающим относятся: хлопковое, маисовое, рапсовое, масло липового дерева и др. К невымсыхающим - миндальное, касторовое, оливковое, кокосовое, пальмовое, фисташковое и многие другие.

В высыхающих растительных маслах происходит полимеризация с образованием нерастворимой пленки. Полувсыхающие растительные масла также полимеризуются, но с меньшей скоростью. Невымсыхающие масла не реагируют с кислородом при обычной температуре, однако при нагревании разлагаются на глицерин и свободные жирные кислоты, которые в дальнейшем разлагаются на низкомолекулярные кислоты и альдегиды [6].

Процесс полимеризации растительных масел заключается в соединении молекул остатков жирных кислот, входящих в состав растительных масел, друг с другом при помощи ковалентных связей с образованием новых веществ (полимера), молекулярная масса которого значительно больше, чем у исходных. Полимеризация характерна, главным образом, для соединений с кратными (двойными или тройными связями) [7]. Ненасыщенные жирные кислоты, входящие в состав высыхающих и полувсыхающих растительных масел, имеют кратные связи.

Однако способность масел к полимеризации зависит не только от количества двойных связей, но и от их расположения. Механизм и скорость окислительной полимеризации (на которые в свою очередь влияют температура и наличие катализатора) будут зависеть от сопряженности или изолированности систем двойных связей друг от друга. Катализаторами могут выступать ионы молекулы кислорода и кислород, находящийся в оксидах металлов, с которым контактирует масло, а также сами ионы металлов.

Для процесса полимеризации характерно соединение двух молекул либо через углерод – углеродную связь С–С, либо через кислород с образованием простой эфирной R–O–R или перекисной R–O–O–R группы. Наличие в молекулах масла нескольких двойных связей, ведет к объединению большего количества молекул. Схема поясняет

образование полимеров с пространственной структурой, что сопровождается загустеванием, переходящим в затвердевание (рис. 1).

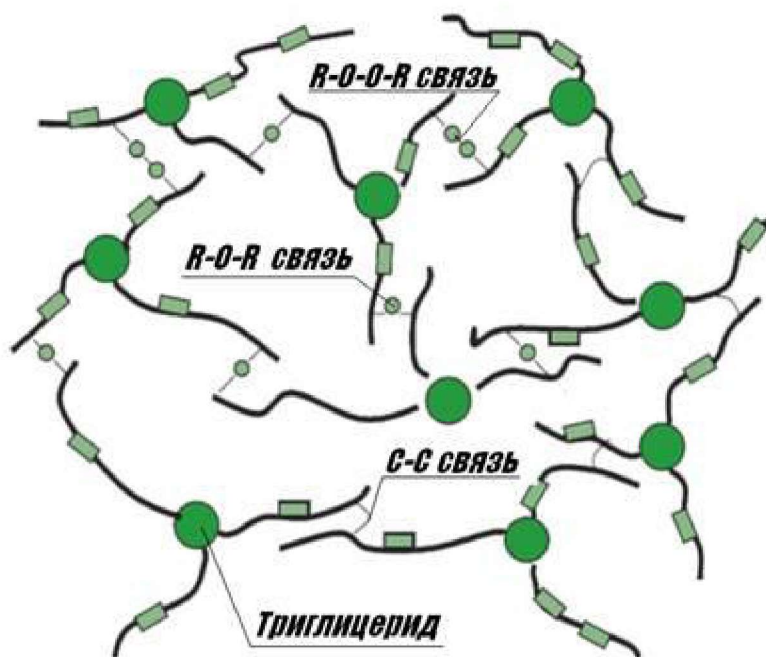


Рис.1. Схема пространственной структуры, образующейся при окислительной полимеризации высыхающего растительного масла [8]

Из представленной схемы видно, что в результате раскрытия двойных связей кислородом множество молекул триглицеридов соединяясь друг с другом образуют одну макромолекулу [8].

Таким образом, эффективность использования растительных масел при повышенных температурах снижается из-за пленкообразующих процессов происходящих под влиянием кислорода воздуха.

На сегодняшний день наиболее оптимальным способом предотвращения окислительной деструкции при высоких температурах является введение в составы растительных масел антиокислительных присадок (антиоксидантов) [3,9].

Антиоксиданты (АО) – природные или синтетические вещества, замедляющие или предотвращающие окисление органических соединений. Это ингибиторы окисления, предотвращающие химическую реакцию масла с кислородом в условиях высоких температур и перемешивания. Ингибиторы такого типа либо связывают свободные радикалы, в частности ионы молекулы кислорода или атома металла, либо взаимодействуют с пероксидами, замедляя процесс роста вязкости масла вследствие его окисления [10].

Механизм действия АО обеспечивается обрывом реакционных цепей. Так, взаимодействие молекул АО с активными радикалами приводит к образованию устойчивых радикалов. Уже незначительное количество (0,01—0,001 %) АО снижает скорость окисления, при этом продукты окисления не обнаруживаются.

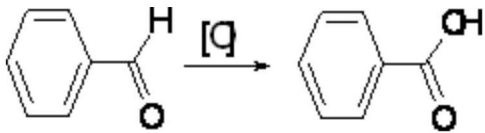
При введении АО в состав растительного масла в первую очередь происходит их химическая реакция с кислородом или активными радикалами, т.е. ингибируется процесс полимеризации масла. С течением времени, исчерпав свой ресурс антиокислительной способности (полностью окислившись) АО перестают выполнять свою восстановительную функцию.

Наиболее распространенными антиокислительными присадками являются: бензойный альдегид, ароматические амины, ионол, стабилизатор-2246, витамин Е (α-токоферол) [3,11,12].

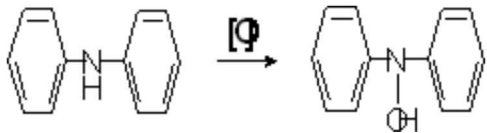
С целью выбора оптимального АО для модифицирования составов экологически чистых СОТС растительной природы был произведен анализ их антиокислительной способности и безвредности для человеческого организма и окружающей среды (таблица 1).

Таблица 1 – Сравнительный анализ различных присадок по антиокислительной способности и токсичности для человеческого организма

Антиоксиданты и схематический процесс их окисления	Токсичность
1	2
Бензойный альдегид после окисления превращается в бензойную кислоту. В малых количествах и альдегид, и кислота применяются в качестве консервантов. Обладает только одной активной группой, способной к окислению:	Токсичен. Раздражает глаза и верхние дыхательные пути при 10 секундном воздействии уже 0,015 мг/л. Раздражение слизистой оболочки носа замечается при первом же вдохе 0,1 мг/л [13].

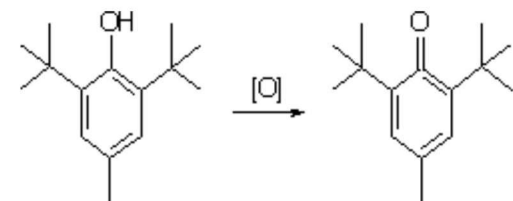


Ароматические амины, в частности, дифениламин:



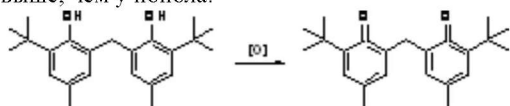
Ядовиты.
Клиническая картина симптомов:
- головные боли, исхудание;
- пищеварительное расстройство;
- расстройство мочеотделения;
- кожные заболевания;
- раздражение слизистых оболочек [13].

Ионол (2,6-дитретбутил-4-метилфенол) в результате окисления превращается в ароматический кетон (2,6-дитретбутил-4-метилфенилкетон). Его действие [14] как антиоксиданта относительно слабое (в 2,5 раза слабее, чем у стабилизатора 2246), что обусловлено наличием только одной активной группы, способной к окислению:



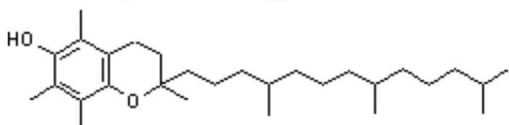
2

В стабилизаторе 2246 [2,2'-метилен-бис(4-метил-6-третбутилфенол)] две активные группы, способные к окислению, вследствие чего его активность, как антиоксиданта в 2,5 раза выше, чем у ионола:

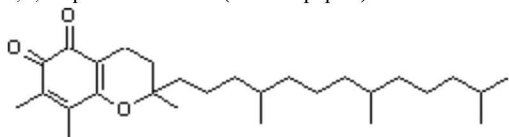


Не токсичен.

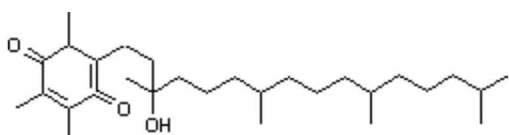
Витамин Е (α-токоферол) природный жирорастворимый АО, содержит фенольное кольцо с системой сопряженных двойных связей. Имеет четыре активные группы:



5,7,8-триметилтокол (α-токоферол)

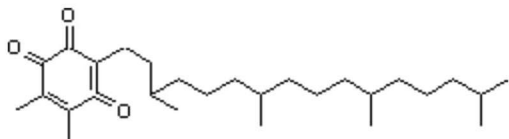


o-токохинон



α-токоферилхинон

Не токсичен.



7,8-диметилтокотрион-1,5,6

Как видно из приведенного анализа, наиболее подходящим реагентом из всех рассмотренных АО является витамин Е (α -токоферол). В составе данного АО содержится четыре активные группы, склонные к процессу окисления. Кроме того, в присутствии свободных радикалов витамин Е способен к димеризации (образованию новых веществ), восстанавливая их при этом до нереакционноспособных частиц. Наряду с этим витамин Е термостабилен и устойчив в присутствии кислорода даже при температуре 200°C , являясь абсолютно безвредным для человеческого организма и окружающей среды [15]. Способность же витамина Е после окисления проявлять свойства поверхностно-активных веществ, что связано с появлением кислорода в фенольном кольце, в свою очередь благоприятно сказывается на трибологических характеристиках растительных масел смешанных с данным АО.

Итак, можно предположить, что витамин Е обладая значительными антиокислительными свойствами (не уступая дорогим синтетическим) является абсолютно безвредным и полностью отвечает критериям экологической направленности данных научных исследований.

Начальным этапом исследований влияния АО на окислительную стойкость растительных масел было определение оптимального количества АО в растительном масле. В качестве растительного масла использовалось подсолнечное, как наиболее распространенное в Украине (95% в общем объеме всех растительных масел), а именно образец чистого подсолнечного масла и смеси подсолнечного масла с АО в пропорциях от 1% АО в масле до 10%. Затем образцы масла и каждой из смесей наносились тонким слоем на стандартные стекла при помощи валика. Подготовленные образцы сушились при температуре $170 \pm 5^{\circ}\text{C}$ (для ускорения процесса полимеризации). Процесс сушки контролировали прокатыванием по поверхности образца металлического шарика. Скорость пленкообразования определялась временем от момента нанесения слоя растительного масла до момента, когда шарик не оставляет следа при прокатывании. Результаты исследования представлены в виде гистограммы (рис. 2).

Как видно из проведенных исследований, необходимым и достаточным является 3%-ное содержание витамина Е в подсолнечном масле. Повышение количества антиоксиданта не приводит к заметному увеличению времени индукции. По сравнению с чистым подсолнечным маслом время торможения процесса окисления 3% смесью масла с АО составило около 7 мин.

Таким образом, на основе произведенных теоретических и экспериментальных исследований, показана возможность повышения окислительной стойкости растительных масел, в частности подсолнечного с помощью антиоксидантов. А применение в качестве антиоксиданта недорогого, природного и экологически безвредного витамина Е, открывает возможность его использования в качестве основных антиокислительных присадок к СОТС на основе растительных масел.

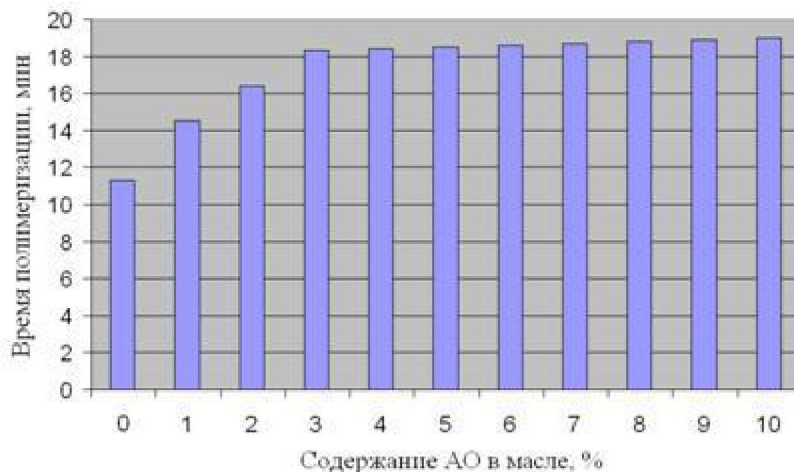


Рис. 2. Время полимеризации различных смесей подсолнечного масла с АО.

Список литературы: 1. Якубов Ч.Ф. Упрочняющее действие СОТС при обработке металлов резанием, Симферополь, 2008. 2. Рабочие процессы высоких технологий в машиностроении. / под ред. А.И. Грабченко. – Харьков, ХГТУ, 1999. - 436с. 3. Herdan J.M. Rolling fluids based of vegetables oils / Einsatz in der spanenden Fertigungstechnik / University of Stuttgart, 2001. –С. 194–195. 4. Schmidt, H.-G., Witten.: Komplexeester aus pflanzlichen Ölen. Aus Praxis und Forschung Tribologie + Schmierungstechnik, 41. Jahrgang, 1/ 1994. 5. Д.У. Абдулгасис, Ф.Я. Якубов, У.А. Абдулгасис, И.Э. Аметов. Совершенствование функциональных свойств СОТС на основе растительных масел // Ученые записки Крымского государственного инженерно-педагогического университета. Выпуск 4. – Симферополь: Доля, 2003. 6. Беззубов Л.П. Химия жиров. М.: Пищевая промышленность, 1975. 7. Глинка Н.Л. Общая химия. – Л.: Химия, 1986. С. 257 -263. 8. В.Г. Сысюк, А.С. Бубнова, Н.Г. Угрю, Л.И. Зель, Н.А. Тимченко. Высыхание или полимеризация. – «Полимеры-Деньги-Наука». 2006, №6 (№20). 9. Binggeli M. New ester based metalworking fluids / Einsatz in der spanenden Fertigungstechnik / University of Stuttgart, 2001. –С. 198–210. 10. Halliwell B. Antioxidant defense mechanisms: from the beginning to the end (of the beginning). Free Radical Research, 1999. 11. Костецкий Б.И., Никулин Г.В. Роль кислорода при действии добавок поверхностно-активных веществ в процессах трения, смазки и износа металлов. – ДАН СССР. Т. 181. 1968, №2. 12. Технологические свойства новых СОЖ для обработки резанием. / под ред. М.И. Клушина. – М.: «Машиностроение», 1979. 13. Вредные вещества в промышленности. / под ред. Н.В. Лазарева. – Ленинград, 1963. 14. Крысин А.П., Григорьев И.А. Новые высокоэффективные антиокислительные присадки к смазочным маслам. – «Машиностроитель». 2005, №3. 15. Колотилова А.И., Глушанков Е.П. Витамины (химия, биохимия и физиологическая роль). Л., Изд-во Ленинград. университета, 1976.

Поступила в редколлегию 15.03.09

ОСОБЕННОСТИ СИНТЕЗА СТРУКТУРЫ ФУНКЦИОНАЛЬНО-ОРИЕНТИРОВАННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ КОМБИНИРОВАННОЙ ОТДЕЛОЧНОЙ ОБРАБОТКИ ОСЕВЫХ ЛЕЗВИЙНЫХ ИНСТРУМЕНТОВ

In the given work we are developing a general approach & method for the synthesis of the technological finishing processes of axial cutting tools. They are based on morphological and functional-oriented synthesis of the rational structure of operations. In the work identifies specific structure of the technological process and completed its implementation. Investigation of some parameters of the functional elements for the axial cutting tools. Established an effective mechanical process.



Рис. 1. Виды осевых лезвийных инструментов

В настоящее время, для изготовления различных изделий и выполнения сложных операций технологического процесса, в машиностроении широко используются различные осевые лезвийные инструменты (рис. 1) [1, 2]. К основным видам осевых лезвийных инструментов можно отнести следующие: сверла, зенкеры, развертки, метчики, концевые фрезы и другие инструменты. Осевой лезвийный инструмент представляет собой стержневой инструмент, имеющий множество функциональных элементов, ориентируемых на инструменте относительно его продольной оси вращения в соответствии с условиями обработки и параметрами формообразования, и выполняющий заданные эксплуатационные функции определенной операции технологического процесса. С помощью осевых лезвийных инструментов в машиностроении выполняется заданное множество операций технологического процесса, обеспечивающих заданные параметры точности и качества изделий.

Можно отметить, что для изготовления осевых лезвийных инструментов широко используются прогрессивные технологические процессы [1, 2], обеспечивающие заданные параметры их качества. При этом для повышения эффективности работы осевых лезвийных инструментов и увеличения их стойкости на современных машиностроительных заводах используются инструменты с вакуумными ионно-плазменными покрытиями, наносимые методом конденсации и ионной бомбардировки (КИБ) [3, 4, 5]. Эти покрытия обеспечивают существенное повышение стойкости осевых лезвийных инструментов при выполнении высоконагруженных операций технологического процесса.

Проведенный анализ современного состояния вопроса исследования показал, что в настоящее время разработано множество технологических процессов изготовления осевых лезвийных инструментов с вакуумными ионно-плазменными покрытиями [1, 2, 3, 4, 5]. Эти технологические процессы позволяют изготавливать осевые лезвийные инструменты с заданными параметрами их качества и стойкости. Вместе с тем, с развитием научно-технического прогресса непрерывно повышаются требования к параметрам качества осевых лезвийных инструментов. При этом существующие технологические процессы не позволяют существенно повышать эксплуатационные свойства осевых лезвийных инструментов. Это вызывает необходимость проведения дальнейших исследований в области повышения эксплуатационных свойств лезвийных осевых инструментов с вакуумными ионно-плазменными покрытиями.

Дальнейшее повышение свойств осевых лезвийных инструментов с вакуумными ионно-плазменными покрытиями, возможно выполнять за счет разработки дополнительных технологических процессов отделочной обработки, базирующихся на функционально-ориентированном [6, 7] и системном подходе [8]. Однако для решения этих вопросов необходимы дальнейшие исследования и создание общих подходов синтеза дополнительных технологических процессов отделочной обработки осевых лезвийных инструментов.

Целью данной работы является повышение качества и производительности отделочной обработки осевых лезвийных инструментов с вакуумными ионно-плазменными покрытиями путем совершенствования структурного и технологического обеспечения процессов на основе морфологического и функционально-ориентированного синтеза рациональной структуры операций.

В соответствии с поставленной целью в работе планируется решить следующие основные задачи: разработать общий подход и методику синтеза рациональной структуры технологического процесса дополнительной отделочной обработки функциональных элементов осевых лезвийных инструментов на основе морфологического и функционально-ориентированного синтеза; выполнить анализ особенностей разработанного рационального технологического процесса; исследовать особенности формирования шероховатости рабочих поверхностей инструментов по операциям технологического процесса; установить зависимость формирования геометрии режущего клина по операциям технологического процесса.

Для синтеза рационального технологического процесса дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов используется функционально-ориентированный подход в разработке технологических процессов [6, 7]. Основные особенности синтеза функционально-ориентированного технологического базируются на следующем:

- технологические воздействия и свойства осевых лезвийных инструментов реализуются прецизионно на местном уровне;
- технологические воздействия и свойства осевых лезвийных инструментов выполняются в зависимости от особенностей эксплуатации их функциональных элементов;
- технологические воздействия и свойства осевых лезвийных инструментов реализуются по уровням глубины

технологии;

- технологические воздействия и свойства осевых лезвийных инструментов выполняются на базе группы особых принципов ориентации.

Можно отметить, что при реализации функционально-ориентированного технологического процесса технологические воздействия и свойства осевых лезвийных инструментов должны реализовываться прецизионно на местном уровне. Здесь, осевой лезвийный инструмент делится на функциональные элементы и технологические воздействия и свойства должны выполняться прецизионно на местном уровне.

При этом технологические воздействия и свойства осевых лезвийных инструментов должны выполняться в зависимости от особенностей эксплуатации их функциональных элементов при резании. Здесь, технологические воздействия и свойства функциональных элементов осевых лезвийных инструментов могут быть следующих видов:

- зависимые и независимые,
- постоянные и переменные,
- изменяющиеся и неизменяющиеся,
- модульные и градиентные,
- специальные и нетрадиционные.

Функционально-ориентированный подход [6, 7] предусматривает деление осевого лезвийного инструмента на функциональные элементы по уровням глубины технологии (рис. 2):

- уровень изделия (уровень всего осевого лезвийного инструмента),
- уровень частей инструмента,
- уровень составляющих,
- уровень зон.

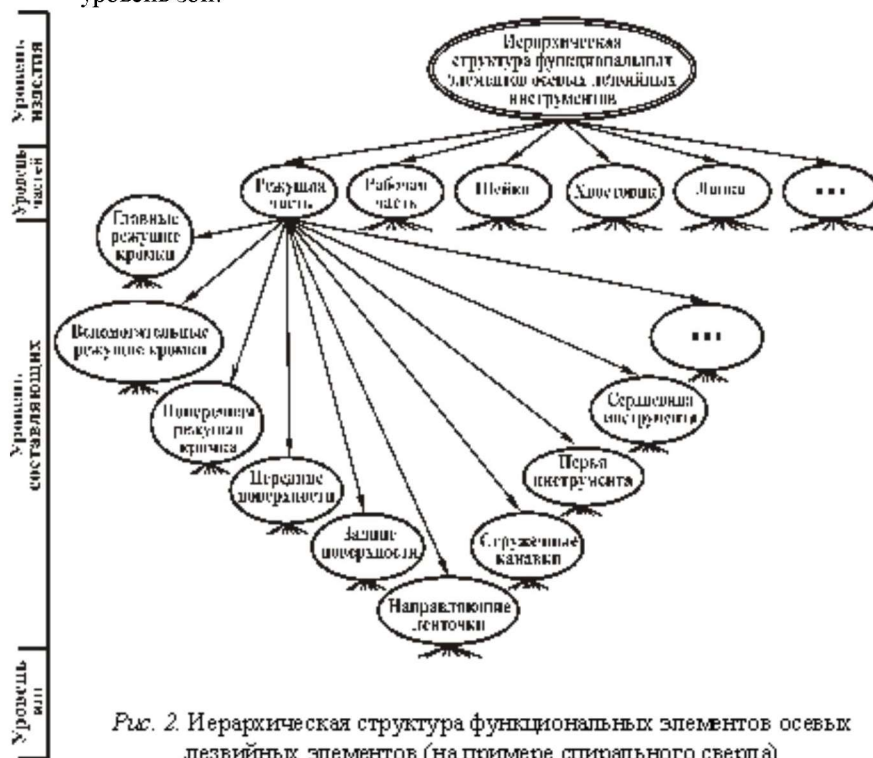


Рис. 2. Иерархическая структура функциональных элементов осевых лезвийных элементов (на примере спирального сверла)

На рис. 2 показана иерархическая структура функциональных элементов осевых лезвийных инструментов. Здесь, на каждом уровне деления располагаются различные виды функциональных элементов осевых лезвийных инструментов.

Можно отметить, что в целом функционально-ориентированный подход в создании технологических процессов дополнительно предусматривает деление изделия еще по следующим уровням: уровень нанозон, уровень микронзон и уровень нанонон. Однако в данной работе выполняется деление осевого лезвийного инструмента по четырем уровням (рис 2).

После деления изделия на функциональные элементы разрабатывается структура технологических воздействий или операций технологического процесса. Здесь, технологические воздействия орудий и средств обработки и обеспечения заданных свойств осевых лезвийных инструментов реализуются на базе группы особых принципов ориентации [6]. К группе особых принципов ориентации технологических воздействий и свойств изделий относятся следующие:

1. Функционального соответствия особенностей действия элементарной функции в каждом функциональном элементе изделия, характеристик реализации технологических воздействий и параметров обеспечения необходимых свойств этом функциональном элементе изделия на каждом уровне глубины технологии.

2. Топологического соответствия геометрических параметров функционального элемента изделия, в котором действует элементарная функция при эксплуатации, геометрическим параметрам зонального элемента реализации технологических воздействий потоков материи, энергии и информации на изделие и геометрических параметров зонного элемента обеспечения необходимых свойств на каждом уровне глубины технологии.

3. Количественного соответствия множества функциональных элементов, в которых действует множество различных

элементарных функций при эксплуатации, множеству реализации технологических воздействий и множеству элементов обеспечения необходимых свойств в функциональных элементах изделия на каждом уровне глубины технологии.

4. Адекватной зависимости пространственных особенностей действия элементарной функции при эксплуатации, технологических воздействий и эксплуатационных свойств в пространстве каждого функционального элемента изделия на каждом уровне глубины технологии.

5. Адекватной зависимости временных особенностей действия элементарной функции при эксплуатации, временных или пространственных особенностей реализации технологических воздействий и временных эксплуатационных свойств в каждом функциональном элементе изделия на каждом уровне глубины технологии.

6. Структурного соответствия действия множества элементарных функций, реализации множества технологических воздействий и выполнения множества свойств в функциональных элементах изделия из условия обеспечения заданных, требуемых или предельных свойств всего изделия на каждом уровне глубины технологии.

7. Адекватного структурно-функционального соответствия свойств в пространстве и во времени каждого функционального элемента заданному, требуемому или предельному потенциалу общих свойств всего изделия в целом на каждом уровне глубины технологии.

8. Адекватного структурно-функционального соответствия свойств в окрестностях каждого функционального элемента в пространстве и во времени заданному, требуемому или предельному потенциалу общих свойств всего изделия в целом на каждом уровне глубины технологии.

Можно отметить, что процесс создания рационального технологического процесса дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов с покрытием основывается на выборе его структуры на множестве функционально-ориентированных технологических операций:

$$D = \{a_1, a_2, a_3, \dots, a_j, \dots, a_M\}, \quad (1)$$

где D – полное множество существующих функционально-ориентированных дополнительных операций; a_j – любая элементарная функционально-ориентированная технологическая операция; N – общее количество возможных функционально-ориентированных дополнительных отделочных операций обработки осевого лезвийного инструмента.

Здесь, из полного множества существующих функционально-ориентированных дополнительных отделочных операций, представленного выражением (1), необходимо выбрать требуемое подмножество операций, из которого будет создан рациональный технологический процесс дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов. Этот процесс может быть реализован на основе морфологического синтеза технических решений [9, 10].

Процесс морфологического синтеза рационального технологического процесса дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов состоит из следующих этапов (рис. 3):

1. Постановка задачи.

2. Выбор морфологических признаков (O_m , где $m = 1, 2, \dots, M$).

3. Выявление возможных вариантов каждого признака ($m = K_m$).

4. Составление морфологической матрицы.

5. Генерирование множество возможных вариантов технологических процессов (III).

6. Определение критериев выбора технологического процесса.

7. Выбор рациональной структуры технологического процесса.

На рис. 3 показано: V – входной поток информации по полному множеству существующих функционально-ориентированных дополнительных операций отделочной обработки осевых лезвийных инструментов; W – выходной поток информации о структуре рационального технологического процесса дополнительной отделочной обработке осевого лезвийного инструмента. Здесь, при постановке задачи синтеза, основными параметрами синтеза является выбор структуры рационального технологического процесса дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов по параметрам производительности Π , качества изготовления инструмента K и себестоимости изготовления инструмента с учетом его стойкости C .



Рис. 3. Основные этапы методики синтеза структуры рационального технологического процесса

Можно отметить, что выбор морфологических признаков O_m , где $m = 1, 2, \dots, M$ - количество строк морфологической матрицы, в данной работе осуществляется на основе формирования групп сходных операций дополнительной отделочной обработки по каждой строке мощностью K_m . Причем с увеличением номера строки повышаются параметры качества дополнительных отделочных операций изготовления осевых лезвийных инструментов.

Заметим, что выявление возможных вариантов каждого признака K_m может выполняться следующими методами:

- на базе функционально-ориентированного подхода;
- на базе традиционного подхода.

Морфологическая матрица имеет следующую структуру:

$$A = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & \dots & a_{1k_1} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & \dots & a_{2k_2} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & \dots & a_{3k_3} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ a_{M1} & a_{M2} & a_{M3} & \dots & a_{Mk_M} \end{pmatrix} \begin{matrix} K_1 \\ C \\ K_2 \\ C \\ K_3 \\ \dots \\ K_M \\ C \end{matrix} \quad (2)$$

где A - морфологическая матрица, a_{mk} - любая дополнительная отделочная операция m -й строки k -й операции

группы сходных операций морфологической матрицы; M - количество строк морфологической матрицы; K - мощность группы сходных операций дополнительной отделочной обработки по каждой строке морфологической матрицы.

В морфологической матрице горизонтальная стрелка показывает расположение элементарных операций, в которых последовательно увеличиваются параметры производительности Π и себестоимость C изготовления осевых лезвийных инструментов, а вертикальная стрелка показывает расположение групп сходных операций дополнительной отделочной обработки, в которых также последовательно повышаются параметры качества K и себестоимость C изготовления осевых лезвийных инструментов.

На этапе генерирования полного множества возможных вариантов структур технологического процесса выполняется определение этого полного множества. Полное множество структурных вариантов технологических процессов дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов определяется по следующей формуле:

$$R = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot \dots \cdot K_M = \prod_{m=1}^M K_m,$$

где R - полное множество структурных вариантов технологических процессов дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов.

Далее, выполняется определение критериев выбора рационального технологического процесса. В данном случае, в качестве критериев выбора структуры рационального технологического процесса дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов приняты производительность Π , качество K и себестоимость C изготовления осевых лезвийных инструментов.

После определения критериев выбора структуры рационального технологического процесса выполняется выбор на полном множестве структурных вариантов технологических процессов рациональный технологический процесс дополнительной отделочной обработки конкретного осевого лезвийного инструмента, например, спирального сверла.

На рис. 4 представлена иерархическая схема структуры рационального технологического процесса дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов. Этот технологический процесс состоит из следующих этапов:

- предварительные отделочные операции осевого лезвийного инструмента,
- операции подготовки осевого лезвийного инструмента к нанесению покрытия,
- операции нанесения вакуумного ионно-плазменного покрытия на осевой лезвийный инструмент,
- дополнительные отделочные операции осевого лезвийного инструмента,
- операции контроля качества осевого лезвийного инструмента.

Каждый из этих этапов технологического процесса имеет определенное количество элементарных технологических операций.

Исследование особенностей дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов, в данном случае, выполнено на примере реализации технологического процесса для спиральных сверл.

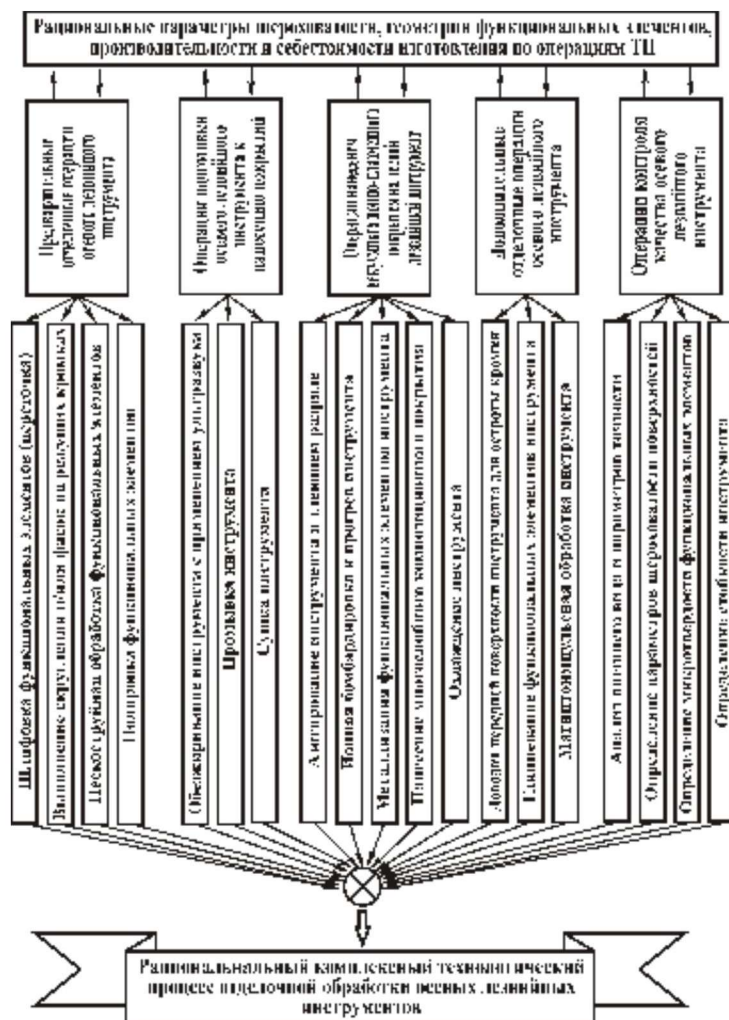


Рис. 4. Иерархическая схема структуры рационального технологического процесса дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов

В частности, можно отметить, что на первом этапе, процесс абразивной обработки (затыловка) задней поверхности сверл выполнялся на полуавтомате заточном для сверл, зенкоров и метчиков модели ЗЕ653. На рис. 5а показан общий вид полуавтомата с приспособлениями; на рис. 5,б – зона затыловки задней поверхности инструмента; на рис. 5,в – приспособление для базирования инструмента в патроне; на рис. 5,г – механизм подточки поперечной кромки.

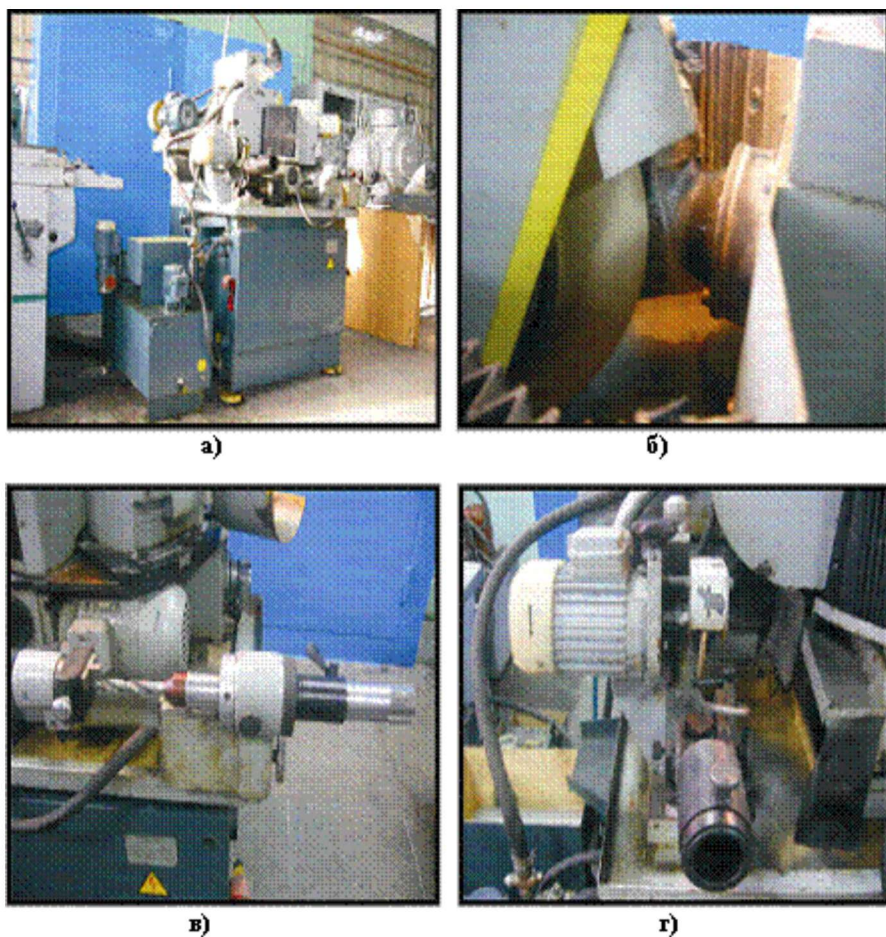


Рис. 5. Общий вид полуавтомата заточного для сверл, зенкеров и метчиков модели ЗЕ653: *a* – общий вид полуавтомата с приспособлениями; *б* – зона затыловки задней поверхности инструмента; *в* – приспособление для базирования инструмента в патроне; *г* – механизм подточки поперечной кромки

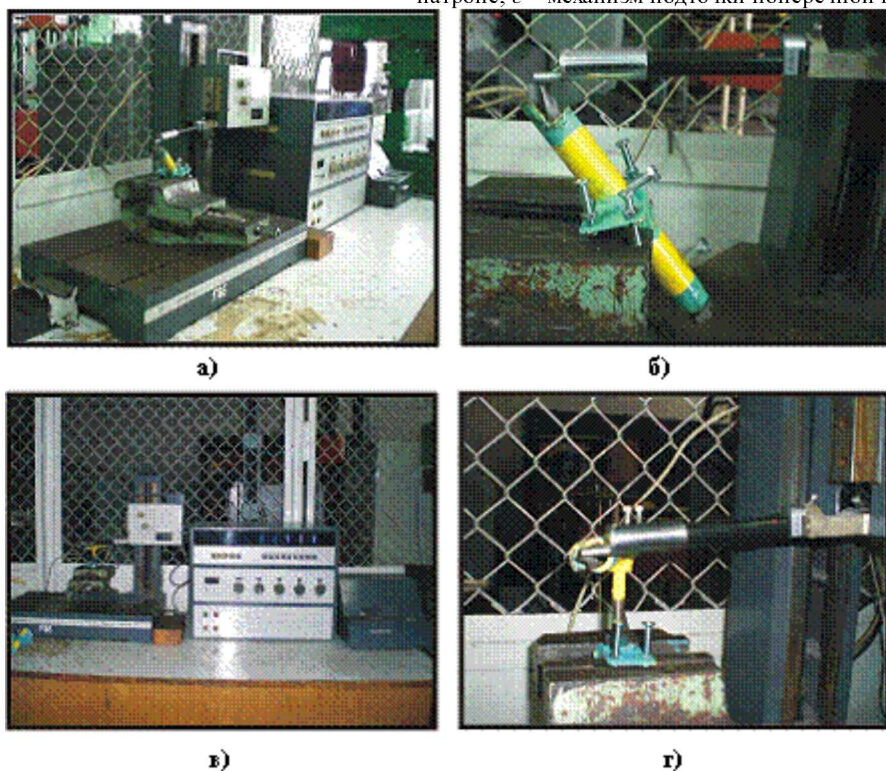


Рис. 6. Общий вид профилографа-профилометра и приспособлений для замеров параметров шероховатости на различных поверхностях сверла:
a – общий вид профилографа-профилометра с приспособлением для замеров параметров шероховатости задней поверхности сверла; *б* – приспособление для замеров параметров шероховатости задней поверхности сверла; *в* – общий вид профилографа-профилометра с приспособлением для замеров параметров шероховатости передней поверхности сверла; *г* – приспособление для замеров параметров шероховатости передней поверхности сверла

Проведенные экспериментальные исследования, выполненные с использованием полуавтомата заточного для

сверл, зенкеров и метчиков модели 3Е653 (рис. 5), процесса затыловки задней поверхности спиральных сверл для отверстий различного диаметра показали, что предельные параметры шероховатости задней поверхности сверла могут быть достигнуты $R_a = 0,63 \dots 0,32 \text{ мкм}$ (рис. 6). Эти значения параметров шероховатости получены для сверл из быстрорежущей стали марок Р18 или Р6М5. Применяемый круг шлифовальный типа ПП (ГОСТ 2424-83) из белого электрокорунда 24А, зернистостью 16-П, степени твердости С2, со структурой №7, на керамической связке К5.

Для определения параметров шероховатости передней и задней поверхности сверл были изготовлены специальные приспособления (рис. 6), которые монтируются в зажимном устройстве на станине профилографа-профилометра и позволяют вести регулировку пространственного положения поверхностей сверла относительно траектории движения иглы (наконечника) прибора.

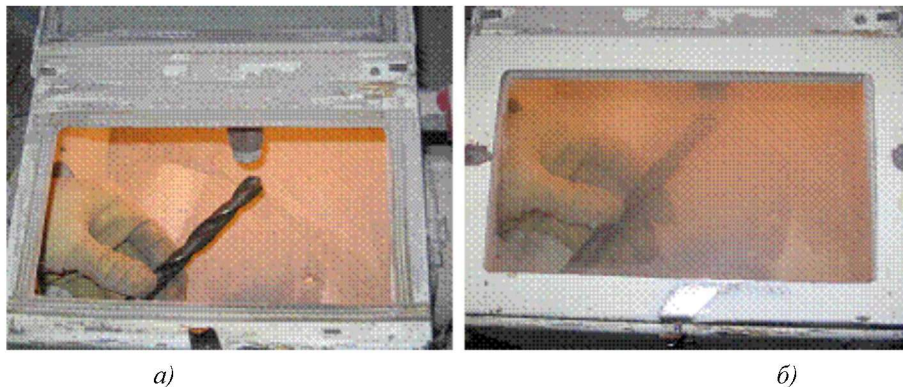


Рис. 7. Общий вид устройства для пескоструйной обработки осевого лезвийного инструмента: а – общий вид зоны обработки; б – устройство в процессе работы

В соответствии с разработанным рациональным технологическим процессом дополнительной отделочной обработке осевых лезвийных инструментов предусмотрена пескоструйная обработка режущих кромок инструмента. На рис. 7 представлен общий вид устройства для пескоструйной обработки осевого лезвийного инструмента. Здесь, на рис. 7,а показан общий вид зоны обработки, а на рис. 7,б – устройство в процессе работы с закрытым окном.



Рис. 8. Станок для полировки осевого лезвийного инструмента

Пескоструйная обработка осевого лезвийного инструмента обеспечивает решение двух задач:

1. Выполняется поверхностно-пластическая деформация режущих кромок (основных, вспомогательных и поперечной кромки), передних и задних поверхностей инструмента и их упрочнение. Здесь, выполняется также тренировка режущих кромок к дальнейшей работе инструмента.
2. Обеспечивается скругление режущих кромок инструмента (для быстрорежущей стали до величины $r=10 \dots 15 \text{ мкм}$, для твердого сплава до величины $r=15 \dots 30 \text{ мкм}$). Скругление режущих кромок это необходимая операция для дальнейшего исключения процессов микровыкрашивания режущего клина и образования микроконцентраторов напряжений, а также

предназначенная в ряде случаев для удаления заусенцев, образующихся в процессе затыловки задней поверхности инструмента.

После пескоструйной обработки осевого лезвийного инструмента необходимо восстановить и улучшить параметры шероховатости поверхности осевого лезвийного инструмента. В данной работе этот процесс выполнялся полировкой поверхностей инструментов с применением войлочного круга и специальной абразивной пасты. Процесс полировки рабочих поверхностей осевого лезвийного инструмента (сверл) выполнен с использованием станка для полировки осевого лезвийного инструмента (рис 8). Параметры шероховатости полированных поверхностей составили следующие величины $R_a = 0,08 \dots 0,06 \text{ мкм}$

На втором этапе рационального комплексного технологического процесса (рис. 4) дополнительной отделочной обработки осевого лезвийного инструмента выполняются операции подготовки осевого лезвийного инструмента к нанесению покрытия. На этом этапе реализуются следующие операции: обезжиривание инструмента с применением ультразвука, промывка инструмента, сушка инструмента. Здесь, дополнительно могут выполняться операции химической очистки и гидроабразивной очистки. Для этого применяются специальные ставы сред и режимы обработки.

На рис. 9 представлена установка для комплексной ультразвуковой обработки осевых лезвийных инструментов. В качестве источника колебаний применена установка ультразвуковых колебаний УЗГ 3-4 и магнитострикционные преобразователи ПМС 2,5-18, смонтированные на специальных ваннах. Обезжиривание выполнялось путем погружения инструментов в раствор при температуре 50-60 °С. Состав раствора: тринатрийфосфат технический – 30-40 г/л; сода кальцинированная техническая 20-30 г/л; поверхностно активное вещество ОП-7 или ОП-10 – 3,5 г/л. Дополнительно здесь может применяться бензин «Галоша» (БР-1) ГОСТ 443-76 с последующей промывкой в спирте этиловом ректификационном. Время обезжиривания 3-7 мин.

На третьем этапе комплексного технологического процесса дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов выполняются операции нанесения вакуумного ионно-плазменного покрытия. На этом этапе предусмотрено выполнение следующих операций:

- азотирование инструмента в тлеющем разряде (выдержка - 30 мин, атмосфера - азотирующая разряженная до 135 ... 665 Па, рабочее напряжение - 350 ... 550 В);

- ионная бомбардировка и прогрев инструмента 5 ... 10 мин;
- металлизация функциональных элементов инструмента 3 ... 5 мин;
- нанесение многослойного композиционного нитрид-титанового покрытия (15-20 слоев);
- охлаждение инструмента.



Рис. 9. Установка для комплексной ультразвуковой обработки осевых лезвийных инструментов

На рис. 10 представлен общий вид установки ННВ 6.6-И1 для вакуумного ионно-плазменного напыления покрытий на осевой лезвийный инструмент. Данная установка позволяет реализовать полный комплекс всех операций третьего этапа комплексного технологического процесса отделочной обработки осевых лезвийных инструментов. Установка имеет поворотный стол с планетарным движением осевых лезвийных инструментов. Цикловая производительность установки определяется по следующей формуле:

$$\Pi_{Ц} = \frac{P}{T_{Ц}} = \frac{P}{t_{O} + t_{B}},$$

где $\Pi_{Ц}$ - цикловая производительность установки для вакуумного ионно-плазменного напыления покрытий на осевой лезвийный инструмент; u_k - количество рабочих позиций подсистем k-го класса поворотного стола установки; $T_{Ц}$ - время полного кинематического цикла обработки осевых лезвийных инструментов; t_{O} - основное время обработки осевых лезвийных инструментов; t_{B} - вспомогательное время работы установки; P - количество классов подсистем поворотного устройства установки.



Рис. 10. Общий вид установки ННВ 6.6-И1 для вакуумного ионно-плазменного напыления покрытий на лезвийный инструмент

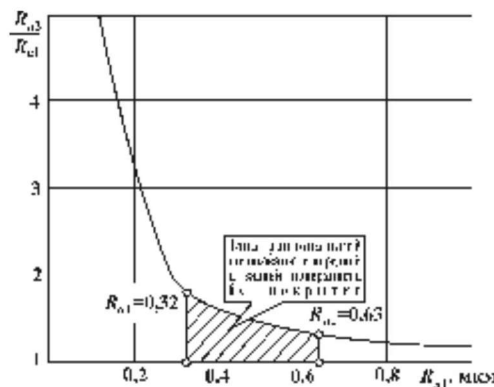


Рис. 11. Зависимость относительной шероховатости R_{a2}/R_{a1} поверхности инструмента с покрытием TiN от исходной шероховатости R_{a1} поверхности (материал подложки - сталь инструментальная легированная ХВ4Ф, исходная микротвердость - $(0,3 - 0,4) \cdot 10^3$ МПа, толщина покрытия $h = 6$ мкм, ток дуги $I_{д} = 160$ А)

В ходе выполнения экспериментальных исследований параметров нанесения нитрид-титанового покрытия на осевой лезвийный инструмент (сверла) установлена зависимость относительной шероховатости R_{a2}/R_{a1} поверхности инструмента с покрытием TiN от исходной шероховатости R_{a1} поверхности (рис. 11). Исследования выполнялись с

использованием материал подложки - сталь инструментальная легированная ХВ4Ф, исходная микротвердость – $(0,3 - 0,4) \cdot 10^3$ МПа, толщина покрытия $h = 6$ мкм, ток дуги $I_d = 160$ А. Анализируя график рис. 11 можно отметить, что зона рациональной шероховатости передней и задней поверхности до нанесения покрытия лежит в пределах $R_a = 0,63 \dots 0,32$ мкм.

На рис. 12 представлена зависимость шероховатости поверхности R_{a1} инструмента с нитрид титановым покрытием TiN от его толщины h для различных параметров тока дуги I_d . При исследованиях использовался материал подложки - сталь инструментальная легированная ХВ4Ф, его исходная микротвердость – $(0,3 - 0,4) \cdot 10^3$ МПа. Во всех случаях толщина покрытия составляла $h = 6$ мкм, исходная шероховатость поверхности - $R_{a1} = 0,080$ мкм. Графики на рис. 12 построены для четырех значений тока дуги: $I_d = 100$ А, $I_d = 120$ А, $I_d = 140$ А, $I_d = 160$ А. Можно отметить, что для осевого лезвийного инструмента наиболее рациональные параметры толщины нитрид-титанового покрытия находится в пределах $h = 2 \dots 6$ мкм.

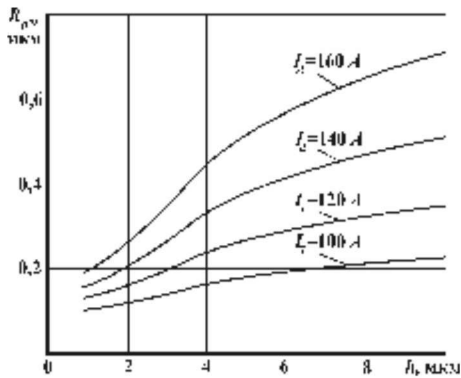


Рис. 12. Зависимость шероховатости поверхности R_{a1} инструмента с нитрид титановым покрытием TiN от его толщины h для различных параметров тока дуги I_d (материал подложки - сталь инструментальная легированная ХВ4Ф, исходная микротвердость – $(0,3 - 0,4) \cdot 10^3$ МПа, толщина покрытия $h = 6$ мкм, исходная шероховатость - $R_{a1} = 0,080$ мкм)

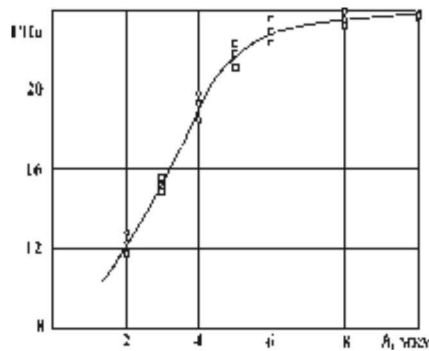


Рис. 13. Зависимость микротвердости нитрид титанового TiN покрытия от его толщины (материал подложки - сталь инструментальная легированная ХВ4Ф, исходная микротвердость – $(0,3 - 0,4) \cdot 10^3$ МПа, исходная шероховатость - $R_{a1} = 0,080$ мкм)

Зависимость микротвердости нитрид титанового TiN покрытия от его толщины приведена на рис. 13. Здесь, материал подложки - сталь инструментальная легированная ХВ4Ф, исходная микротвердость – $(0,3 - 0,4) \cdot 10^3$ МПа, исходная шероховатость - $R_{a1} = 0,080$ мкм. При исследованиях использовалась подложка, выполненная из не закаленной стали ХВ4Ф. Это было выполнено для исключения влияния твердости подложки при исследовании микротвердости нитрид-титанового покрытия. Этот график также дает возможность технологу определять заданные параметры микротвердости поверхностного слоя инструмента в зависимости от толщины покрытия, а также отыскивать его рациональные зоны.

Для изучения особенностей изменения радиуса R закругления режущего клина инструмента при нанесении нитрид-титанового покрытия толщиной h в зависимости от начального его радиуса r выполнены такие исследования на образцах свидетелях с углом режущего клина $\beta = 60^\circ$. Данные исследования выполнены по отпечаткам на пластине с использованием микроскопа. На рис. 14 представлена зависимость радиуса R закругления режущего клина инструмента (образцов-свидетелей при $\beta = 60^\circ$) с нитрид-титановым покрытием толщиной h от начального его радиуса r для покрытий следующих толщин: $h = 2$ мкм, $h = 5$ мкм, $h = 10$ мкм.

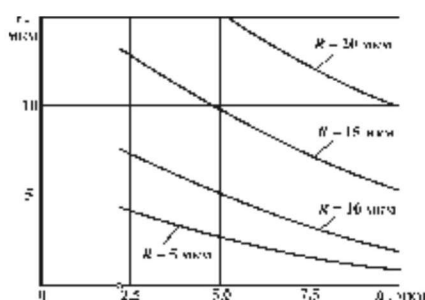
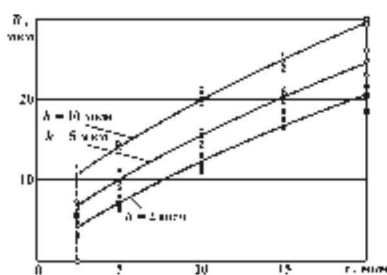


Рис. 14. Зависимость радиуса R закругления режущего клина инструмента (образцов-свидетелей при $\beta = 60^\circ$) с нитрид-титановым покрытием толщиной h от начального его радиуса r

Рис. 15. Зависимость радиуса R закругления режущего клина инструмента (образцов-свидетелей при $\beta = 60^\circ$) с нитрид-титановым покрытием от толщины h покрытия и начального радиуса r режущего клина

На рис. 15 представлена зависимость радиуса R закругления режущего клина инструмента (образцов-свидетелей при $\beta = 60^\circ$) с нитрид-титановым покрытием от толщины h покрытия и начального радиуса r режущего клина. Эти графики построены на основании данных представленных на рис. 14 и выполнены для образцов-свидетелей с покрытием с параметрами: $R=5$ мкм, $R=10$ мкм, $R=15$ мкм, $R=20$ мкм. Эти графики необходимы технологу для определения особенностей заточки инструмента до нанесения покрытия.

На четвертом этапе комплексного технологического процесса дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов могут выполняться следующие операции:

- доводка передней поверхности инструмента для обеспечения остроты кромки,
- гляцевание функциональных элементов инструмента (передняя и задняя поверхность инструмента),
- магнитоимпульсная обработка осевого лезвийного инструмента.

Эти дополнительные операции необходимы для окончательного обеспечения заданной совокупности параметров осевых лезвийных инструментов. А именно доводка передней поверхности инструмента необходима для обеспечения необходимой остроты режущих кромок. Гляцевание функциональных элементов инструментов выполняется специальными кругами из органических волокон с применением мирошлифпорошков. Магнитоимпульсная обработка обеспечивает снижение влияния возникающих внутренних концентраторов напряжения из-за особенностей термических воздействий на инструмент.

На пятом этапе рационального комплексного технологического процесса дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов выполняются следующие операции:

- анализ внешнего вида и параметров точности осевых лезвийных инструментов;
- определение параметров шероховатости поверхности функциональных элементов инструментов;
- определение параметров микротвердости поверхностного слоя функциональных элементов инструментов;
- определение стойкости инструментов.



Рис. 16. Осевые лезвийные инструменты с многослойным композиционным нитрид титановым покрытием TiN – концевые фрезы производства Румынии

Можно отметить, что в настоящее время проведены исследования по реализации рационального комплексного технологического процесса дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов. Выполнена реализация полного множества операций для спиральных сверл, изготовленных на Украине, и концевых фрез, изготовленных в Румынии (рис. 16). Поэтому следующий этап этой работы будет связан с испытанием этих инструментов и сравнительному определению их стойкости в реальных производственных условиях.

В заключение можно отметить, что в данной работе представлены комплексные исследования по созданию специальных технологических процессов дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов с вакуумными ионно-плазменными покрытиями. Для создания этих технологических процессов в работе выполнено следующее:

1. Разработан общий подход и методика синтеза рациональной структуры технологического процесса дополнительной отделочной обработки функциональных элементов осевых лезвийных инструментов. Они основываются на морфологическом и функционально-ориентированном синтезе рациональных технологических процессов.

2. Выполнен анализ особенностей разработанного рационального технологического процесса. Установлены зависимости и связь параметров технологического процесса по выполняемым операциям.

3. Исследованы особенности формирования шероховатости рабочих поверхностей инструмента по операциям технологического процесса и установлена зависимость формирования геометрии режущего клина по операциям технологического процесса.

4. В работе приведена конкретная реализация рационального технологического процесса дополнительной отделочной обработки осевых лезвийных инструментов на конкретных примерах.

Список литературы: 1. Справочник инструментальщика / И.А. Ординарцев, Г.В. Филиппов, А.Н. Шевченко и др. – Л.: Машиностроение, 1987. – 846 с. 2. Боровский Г.В., Григорьев С.Н., Маслов А.Р. Справочник инструментальщика / Под общей ред. А.Р. Маслова. – М.: Машиностроение, 2005. – 464 с. 3. Внуков Ю.Н. Нанесение износостойких покрытий на быстрорежущий инструмент. – Киев, Техника, 1992. – 143с. 4. Верещака А.С. Работоспособность режущего инструмента с износостойкими покрытиями. М.: Машиностроение: 1993, 336 с. 5. Панфилов Ю.В., Великов А.И., Иванчиков И.В. Тонкопленочные покрытия на инструменте: анализ современного состояния и тенденции развития. Электронные, ионные и плазменные технологии. Приложение. Справочник. Инженерный журнал № 1, 2000, 12-16. 6. Михайлов А.Н. Основы синтеза функционально-ориентированных технологий машиностроения. - Донецк: Технополис, 2008. – 346 с. 7. Михайлов А.Н., Михайлов В.А., Михайлова Е.А. Методика и основные принципы синтеза функционально-ориентированных вакуумных ионно-плазменных покрытий изделий машиностроения. // Упрочняющие технологии и покрытия. – М.: Машиностроение. №7. 2005. С. 3 – 9. 8. Хубка В. Теория технических систем: Пер. с нем. - М.: Мир, 1987. - 208 с. 9. Методы поиска новых технических решений / Под ред. А.И. Половинкина. - Йошкар-Ола: Мар. кн. изд-во, 1976. - 192 с. 10. Настасенко В.А. Морфологический анализ – метод синтеза тысяч изобретений. – К.: Техніка, 1994. – 44 с.

Поступила в редколлегию 15.04.09

Г.В. Новиков, канд. техн. наук, В.А. Андилахай,
О.С. Кленов, Харьков, Украина

АНАЛИТИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ЭНЕРГОЕМКОСТИ ОБРАБОТКИ ПРИ ШЛИФОВАНИИ

Произведена аналитическая оценка энергии резания и трения в общем энергетическом балансе шлифования, сформулированы основные направления снижения энергоемкости обработки при шлифовании

Основным недостатком процесса шлифования является его высокая энергоемкость, что приводит к значительным погрешностям обработки и возникновению температурных дефектов на обрабатываемых поверхностях [1,2]. Существуют различные технологические приемы снижения энергоемкости обработки при шлифовании, связанные главным образом с уменьшением интенсивности трения связки круга с обрабатываемым материалом. Это применение импрегнированных (термообработанных), высокопористых и прерывистых абразивных кругов, использование эффективных методов правки круга, технологических сред и т.д. [3]. Вместе с тем, в настоящее время недостаточно изучены условия формирования энергетических параметров шлифования. Отсутствуют теоретические основы раздельного учета доли резания и доли трения в общем энергетическом балансе шлифования. А это не позволяет научно обоснованно подойти к выработке условий снижения энергоемкости обработки. Поэтому целью работы является разработка математической модели определения энергоемкости обработки с учетом процессов резания и трения при шлифовании.

Как показано в работах [4,5], энергоемкость обработки по физической сути и размерности соответствует условному напряжению резания σ , равному отношению тангенциальной составляющей силы резания к суммарной мгновенной площади поперечного сечения среза всеми одновременно работающими зернами круга (при лезвийной обработке – площади поперечного сечения среза). Поэтому в работе поставлена задача аналитического определения условного напряжения резания σ при шлифовании. Для этого первоначально рассмотрим схему шлифования прямолинейного образца, движущегося по нормали к рабочей поверхности круга с постоянной скоростью $V_{кр}$, рис. 1.а. Возникающие тангенциальную P_z и радиальную P_r составляющие силы резания представим в виде

$$P_z = P_{z_{рез}} + P_{z_{тр}}; \quad P_r = P_{r_{рез}} + P_{r_{тр}}, \quad (1)$$

$$P_z = \sigma \cdot S_{сум} = \sigma \cdot \frac{Q}{V_{кр}};$$

$$P_{z_{рез}} = \sigma_{рез} \cdot S_{сум} = \sigma_{рез} \cdot \frac{Q}{V_{кр}};$$

$$P_{r_{тр}} = P_{r_{рез}} \cdot f = c \cdot y_{упр} \cdot f;$$

$$P_{r_{рез}} = \frac{P_{z_{рез}}}{K_{у_{рез}}} = c \cdot y_{рез} \quad (2)$$

где $P_{z_{рез}}$, $P_{r_{рез}}$ – составляющие силы резания, обусловленные процессом резания зернами круга, Н; $P_{z_{тр}}$, $P_{r_{тр}}$ – составляющие силы резания, обусловленные процессом трения связки круга с обрабатываемым материалом, Н; σ – условное напряжение резания (энергоемкость шлифования), Н/м²; $S_{сум} = Q/V_{кр}$ – мгновенная суммарная площадь поперечного сечения среза всеми одновременно работающими зернами круга, м²; Q – производительность обработки, м³/с; $V_{кр}$ – скорость круга, м/с; $\sigma_{рез}$ – условное напряжение резания (учитывает процесс резания зернами круга, но не учитывает трение связки круга с обрабатываемым материалом), Н/м²; f – коэффициент трения связки круга с обрабатываемым материалом; c – приведенная жесткость технологической системы, Н/м; $y_{упр} = (V_{рез} - V_{рез_0}) \cdot \tau$ – величина упругого перемещения, возникающего в технологической системе вследствие неполного съема подводимого в зону резания обрабатываемого материала, м; $V_{рез_0}$ – линейная скорость съема обрабатываемого материала, м/с; τ – время обработки, с; $K_{у_{рез}} = P_{z_{рез}} / P_{r_{рез}}$; $y_{рез}$ – величина упругого перемещения, возникающего в технологической системе вследствие внедрения режущих зерен круга в обрабатываемый материал, м.

Первая зависимость (1) с учетом соотношения $Q = V_{рез_0} \cdot S$ примет вид

$$\sigma = \sigma_{рез} + \left(\frac{V_{рез}}{V_{рез_0}} - 1 \right) \cdot \frac{c \cdot f \cdot \tau \cdot V_{кр}}{S}, \quad (3)$$

где S – площадь поперечного сечения обрабатываемого образца, м².

Из зависимости (3) следует, что при условии $V_{\text{рез}} = V_{\text{рез0}}$, т.е. когда происходит полный съем подводимого в зону резания обрабатываемого материала, второе слагаемое равно нулю и условное напряжение резания σ (энергоёмкость шлифования) обусловлено лишь процессом резания, трение связки круга с обрабатываемым материалом отсутствует. Если же шлифовальный круг не обеспечивает полный съем подводимого в зону резания обрабатываемого материала, то $V_{\text{рез}} > V_{\text{рез0}}$ и в контакт с обрабатываемым материалом вступает связка. В результате второе слагаемое зависимости (3) принимает значение, отличное от нуля, и условное напряжение резания σ определяется суммой двух слагаемых.

Причем, с течением времени обработки τ второе слагаемое увеличивается (даже при постоянной скорости $V_{\text{рез0}}$), что ведет к увеличению условного напряжения резания σ и необходимости прекращения процесса шлифования.

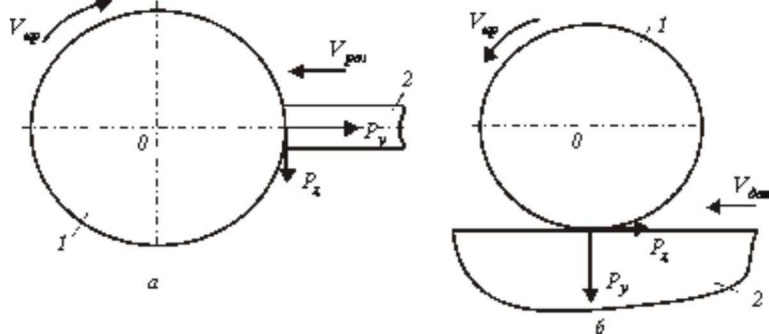


Рис. 1. Расчетная схема параметров шлифования: 1 – круг; 2 – деталь

Даже при небольшом отличии величин $V_{\text{рез}}$ и $V_{\text{рез0}}$ второе слагаемое зависимости (3) с течением времени обработки τ будет принимать относительно большие значения, осуществление процесса шлифования при которых невозможно.

Например, при $V_{\text{рез}}/V_{\text{рез0}}=2$; $c=10^3$ кгс/мм; $\tau=60$ с; $f=0,5$; $V_{\text{шп}}=30$ м/с; $S=20$ мм² второе слагаемое зависимости (3) равно $15 \cdot 10^6$ кгс/мм². Как видно, данная величина многократно (в тысячи раз) превышает предел прочности на сжатие обрабатываемого материала и соответственно первое слагаемое зависимости (3), что свидетельствует о невозможности ведения процесса шлифования в таких условиях. Из этого вытекает, что при

шлифовании необходимо обеспечить равенство скоростей $V_{\text{рез}}$ и $V_{\text{рез0}}$ за счет применения кругов с повышенной режущей способностью, фактически исключая контакт связки с обрабатываемым материалом. Для этого круг должен обеспечивать увеличенное выступание режущих зерен над уровнем связки и свободное размещение продуктов обработки в его межзеренном пространстве при шлифовании. Важно также в процессе шлифования поддерживать

высокую режущую способность круга, не допуская уменьшения $V_{\text{рез0}}$ в связи с износом и затуплением режущих зерен.

В противном случае отношение $V_{\text{рез}}/V_{\text{рез0}}$ с течением времени обработки будет увеличиваться и приводить к росту условного напряжения резания σ .

С физической точки зрения существенное увеличение второго слагаемого зависимости (3) с увеличением времени обработки τ обусловлено ростом величины упругого перемещения $y_{\text{уп}} = (V_{\text{рез}} - V_{\text{рез0}}) \cdot \tau$. При условии $V_{\text{рез}} = V_{\text{рез0}}$ данная величина равна нулю. В этом случае, как показано выше, условное напряжение резания σ будет зависеть от силовой напряженности процесса резания зернами круга и не зависеть от интенсивности трения связки круга с обрабатываемым материалом.

При условии $V_{\text{рез}} > V_{\text{рез0}}$ условное напряжение резания σ будет определяться главным образом вторым слагаемым зависимости (3). Уменьшить его можно уменьшением параметров c , f , τ , $V_{\text{шп}}$ и увеличением S . Следовательно, с точки зрения уменьшения σ целесообразно $V_{\text{шп}}$ уменьшать. Однако, это справедливо при условии $V_{\text{рез}} > V_{\text{рез0}}$. При условии $V_{\text{рез}} = V_{\text{рез0}}$ из-за отсутствия второго слагаемого зависимости (3) скорость круга $V_{\text{шп}}$ не будет влиять на σ .

Необходимо отметить, что в процессе шлифования всегда будет иметь место упругое перемещение $y_{\text{уп}}$, обусловленное вдавливанием режущих зерен в обрабатываемый материал. Однако данная величина связана с первым слагаемым зависимости (3) и не оказывает влияния на второе слагаемое, т.к. в общем случае описывается зависимостью

$$y_{\text{уп}} = \frac{P_{\text{рез}}}{c \cdot K_{\text{упрез}}} = \frac{\sigma_{\text{рез}}}{c \cdot K_{\text{упрез}}} \cdot \frac{Q}{V_{\text{шп}}} \quad (4)$$

Как видно, величина $y_{\text{уп}}$ определяется главным образом отношением $\sigma_{\text{рез}}/K_{\text{упрез}}$ и производительностью обработки Q . Чем больше эти параметры, тем больше $y_{\text{уп}}$. Таким образом показано, что при выполнении условия

$V_{рез} = V_{рез0}$ фактически исключается трение связи круга с обрабатываемым материалом, составляющие силы резания $P_{z-м}$, $P_{f-м}$ равны нулю, а условное напряжение резания σ обусловлено лишь процессом резания зернами круга, что резко снижает энергоёмкость шлифования.

Традиционно считается, что увеличение составляющих силы резания P_z , P_f и условного напряжения резания σ при шлифовании вызвано в основном затуплением зерен круга. В действительности, как показано выше, это связано с невыполнением условия $V_{рез} = V_{рез0}$ даже при работе острым кругом, в результате чего второе слагаемое зависимости (3) с течением времени обработки τ непрерывно увеличивается, вызывая рост σ и соответственно составляющих силы резания P_z , P_f .

Из зависимости (4) вытекает, что уменьшить σ и составляющие силы резания P_z , P_f можно за счет уменьшения коэффициента трения f связи круга с обрабатываемым материалом. Однако этим можно лишь уменьшить второе слагаемое зависимости (3), тогда как выполнением условия $V_{рез} = V_{рез0}$ – его исключить.

Определим условное напряжение резания σ при плоском шлифовании, рис. 1,б. Для этого воспользуемся зависимостями (2) с учетом соотношений

$$Q = B \cdot V_{дм} \cdot t_{\phi}; \quad y_{сп} = (t - t_{\phi}) \cdot n, \quad (5)$$

где B – ширина шлифования, м; $V_{дм}$ – скорость детали, м/с; t и t_{ϕ} – номинальная и фактическая глубины шлифования, м; n – количество проходов круга.

Подставляя соотношение (5) в (3), имеем

$$\sigma = \sigma_{рез} + \left(\frac{t}{t_{\phi}} - 1 \right) \cdot \frac{c \cdot f \cdot n \cdot V_{сп}}{B \cdot V_{дм}} \quad (6)$$

Как видно, по структуре зависимость (6) идентична зависимости (3) с тем отличием, что во втором слагаемом содержатся новые параметры: n и t/t_{ϕ} . Чем они больше, тем больше условное напряжение резания σ . Поэтому все выводы, сделанные при анализе зависимости (3) применительно к схеме шлифования прямолинейного образца, движущегося по нормали к рабочей поверхности круга с постоянной скоростью $V_{рез}$, остаются справедливыми и применительно к схеме плоского шлифования. Исключить второе слагаемое в зависимости (6) и таким образом уменьшить σ можно при условии $t = t_{\phi}$. Это достигается увеличением высот выступания вершин зерен над уровнем связи круга и исключением контакта связи круга с обрабатываемым материалом. Следовательно, необходимым условием снижения энергоёмкости шлифования следует рассматривать обеспечение увеличенного выступания вершин зерен над уровнем связи круга, рис. 2. Достаточным условием является своевременное удаление с рабочей поверхности круга затупившихся зерен за счет применения эффективных методов правки круга или осуществления работы круга в режиме самозатачивания. Это позволит, во-первых, поддерживать в процессе шлифования на заданном уровне величину $\sigma_{рез}$, а во-вторых, обеспечит увеличенное выступание вершин зерен над уровнем связи круга.

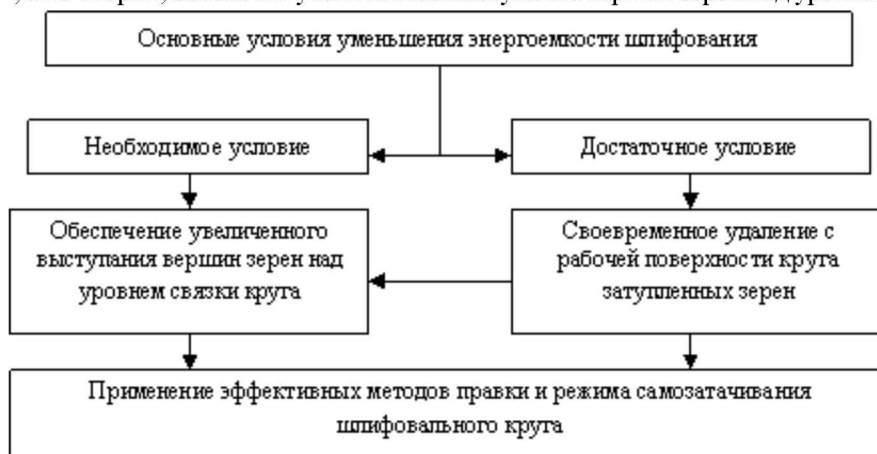


Рис. 2. Структурная схема условий уменьшения энергоёмкости шлифования

Произведем количественную оценку второго слагаемого зависимости (6) для исходных данных: $t/t_{\phi} = 2$; $c = 10^3$ кгс/мм; $\tau = 60$ с; $f = 0,5$; $V_{сп} = 30$ м/с; $B = 20$ мм; $V_{дм} = 30$ м/мин. В итоге получено $30 \cdot 10^3$ кгс/мм². Как видно, это значение существенно меньше аналогичного значения ($15 \cdot 10^6$ кгс/мм²), полученного для случая шлифования прямолинейного образца, движущегося по нормали к рабочей поверхности круга (рис. 1,а). Следовательно, применение схемы плоского шлифования позволяет уменьшить условное напряжение резания σ , т.е. с точки зрения уменьшения σ целесообразно от схемы шлифования, показанной на рис. 1,а, перейти к схеме плоского шлифования, рис. 1,б. Это связано с более высокой производительностью обработки, достигаемой при плоском шлифовании, и меньшими значениями $V_{сп}$.

Список литературы: 1. Якимов А.В. Оптимизация процесса шлифования. – М.: Машиностроение, 1975. – 175 с. 2. Лурье Г.Б. Прогрессивные методы круглого наружного шлифования. – Л.: Машиностроение, Ленинград. отд-ние, 1984. – 103 с. 3. Якимов А.В. Абразивно-алмазная обработка фасонных поверхностей. – М.: Машиностроение, 1984. – 212 с. 4. Новиков Г.В. Повышение эффективности алмазного шлифования деталей с высокопрочными покрытиями. - Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – 2004. – Випуск 26. – С. 10-15. 5. Теоретические основы резания и шлифования материалов: Учеб. пособие / Якимов А.В., Новиков Ф.В., Новиков Г.В., Серов В.С., Якимов А.А. – Одесса: ОГПУ, 1999. – 450 с.

Поступила в редколлегию 15.03.09

THE RELIABILITY INDICATORS OF THE INDUSTRIAL SYSTEMS

The more the industrial equipment has a higher value and a high technical complexity, the more complex is the analysis of the economical efficiency of its use. In these conditions, it is very important to know which are the expenses that the user has to make to maintain in a functioning state the equipments in order to realize the proposed incomes, and also the expenses that the equipment can make in normal conditions of exploitation.

1. Expenses with the preventive maintenance

The preventive maintenance represents the totality of the works necessary to prevent the loss of the equipment's working capacity. The operations specific for the preventive maintenance are: oiling works, adjustment, filters cleaning, chains and belts stretching etc. and they are ordered by the designer in the technical book of the product. So, the works' volume in the preventive maintenance is practically dictated by the designer as a result of the technical level of the adopted solutions.

The total expenses made with the preventive maintenance reported to the total volume of work made by the machine represent one of the economical indicators of reliability and they are called specific expenses for the preventive maintenance.

$$c_{mp} = \frac{\sum c_{mp}}{T_{tot}} \text{ lei / orz} \quad (1),$$

where: c_{mp} – the sum of the expenses with the preventive maintenance until the exhausting of the machine's resource (lei); T_{tot} – total resource of the machine (working volume in hours made until the resource exhausting).

2. Expenses with the good functioning (expenses specific for restarting a machine after the accidental failures)

The expenses specific for repairing the exploitation failures or the expenses specific for the good functioning represents the most significant economical indicator of the equipments' reliability.

This indicator is defined as a report between the total expenses made with repairing of the exploitation failures and the total volume of work:

$$c_{mce} = \frac{\sum c_{mce}}{T_{tot}} \text{ lei / hour} \quad (2),$$

where: c_{mce} - total expenses made with repairing of the exploitation failures, lei;

T_{tot} - total volume of work, hours.

$$C_{mce} = C_{ps} + C_{ats} \quad (3)$$

where: C_{ps} - expenses with the sparing parts, lei;

C_{ats} – expenses with technical assistance and service, lei.

3. Expenses with the corrective maintenance

During the life time of a machine more complex repair works can be executed. This is the reason why the expenses with the corrective maintenance are reported to the working volume – hours – executed by the machine from the purchase until the shut-down.

$$c_{cr} = \frac{\sum C_{cr}}{T_{tot,ef}} (\text{lei / hour}) \quad (4)$$

where: C_{cr} – total expenses with the repairs on the entire life time of the machine; $T_{tot,ef}$ – working volume of the machine on the entire machine's life time, hours.

4. Expenses with the fuel;

The expenses with the fuel are determined as a report between the fuel consumption made for realizing a certain work volume:

$$c_e = \frac{C_e \cdot p_m}{T_{tot}} (\text{lei / h}) \quad (5)$$

where: C_e – the registered fuel consumption, l; T_{tot} – the work volume, based on which the fuel consumption was made, h; P_m - fuel unitary price.

5. Expenses with the retribution of the machine operator

They are determined based on the tariffs or wage (negotiated):

$$c_r = \frac{S}{n_e} (\text{lei / hour}) \quad (6)$$

where: S – monthly wage of the machine operator, lei/month; n_e – medium number of working hour monthly, hours/month.

6. Specific expenses with the conservation and transport maintenance

This indicator, to which no importance is shown regularly, has a considerable importance at some equipment, especially the complex ones.

Specific expenses with the conservation and transport maintenance are determined as a report between the total expenses with stocking, conservation and transportation and the total volume of work:

$$c_{st} = \frac{C_{st}}{T_{tot}} (\text{lei / hour}) \quad (7)$$

where: C_{st} - total expenses with stocking, conservation and transportation, lei; T_{tot} - total volume of work, hours.

7. The incomes realized with the equipment

The equipment holders who made final products with their machines will find that the incomes made are influenced in a big way by their reliability.

The specific expenses in the case of using own equipment are determined as following:

$$c_M = \frac{C_e + C_{mce} + C_{mp}}{T_{tot}} + c_a + c_{st} (lei/h) \quad (8)$$

where: C_e - total expenses with the fuel, lei;

C_{mce} - expenses with sparing parts, fees for repairing the accidental failures and for repairs, lei; C_{mp} - expenses with the total technical maintenance, lei; c_a - specific expenses with the expenses in equipment; c_{st} - specific expenses with stocking; T_{TOT} - total volume of work made by the equipment (h).

8. The influence of the reliability level on the final product's price

Because of the low reliability level of some equipment, the maintaining expenses, the repairing expenses ratio and the amortization represent 50-70% from the fee.

On the other hand, when establishing the fee a profit ratio is consider (maximum 10%), which ensures the supplier the possibility to reinvest. As a result, the value of the fee will be higher.

Example:

Take into consideration 2 types of equipment A and B, A having a low reliability level, and B a high reliability level. After complex reliability trials, in exploitation conditions, the following dates were obtained:

Equipment A: selling price 30,000,000 lei, medium time of good functioning 20 hours, medium time of immobilization for repairing 2.5 hours, medium cost of intervention 120,000 lei, medium productivity per hour 3t/hour, annual volume of works made 150 hours, specific consume of fuel 3.5 l/t, retribution of the operating personnel 2000 lei/hour, technological losses 4.5%, expenses with the preventive maintenance 10,000 lei/hour.

Equipment B: selling price 300,000,000 lei, medium time of good functioning 150 hours, medium cost of intervention 300,000 lei, medium productivity per hour 10t/hour, annual volume of works made 600 hours, specific consume of fuel 1.7 l/t, retribution of the operating personnel 5000 lei/hour, technological losses 1.8%, expenses with the preventive maintenance 80,000 lei/hour.

Incomes made: $V_{TOT} = W_h \times T_{TOT} \times C_p \cdot T_l$ lei/year, where:

W_h - equipment's productivity per hour; T_{TOT} - annual working volume, hours; C_p - product's price, lei/tonne; T_l - work's tariff in % from the production.

Considering that a tariff of 15% from production is requested, we have:

$$V_1 = 3 \times 150 \times 200\,000 \times 0,15 = 13\,500\,000 \text{ lei}$$

$$V_2 = 10 \times 600 \times 200\,000 \times 0,15 = 180\,000\,000 \text{ lei}$$

Expenses:

- Expenses with the repairs of the failures

$$C_r = \frac{T_{mor}}{t_m} \cdot C_{mce} \text{ (lei)}$$

where:

C_{mce} - specific expenses with the repair, lei/def,

t_m - medium time of good functioning, hours.

$$C_{rA} = \frac{150}{20} \times 120000 = 900000 \quad C_{rB} = \frac{600}{150} \times 300000 = 1200000$$

- Fuel expenses:

$$pm = 350 \text{ lei/l}, C_{CA} = 3,5 \times 150 \times 3 \times 350 = 551250 \text{ lei}, C_{CB} = 1,7 \times 700 \times 10 \times 350 = 4165000 \text{ lei}$$

- Preventive maintenance expenses:

$$C_{mpA} = 10000 \times 150 = 1500000 \text{ lei}, C_{mpB} = 8000 \times 600 = 4800000 \text{ lei}$$

- amortization:

$$A_1 = 30000000 : 10 = 3000000 \text{ lei}, A_2 = 300000000 : 10 = 30000000 \text{ lei}$$

- Stocking expenses. The stocking expenses are approximately equal and represent the retribution of a maintenance worker for 3 days. Considering the hour tariff of the maintenance worker equal to 2 lei/hour:

$$C_{mps}^A = C_{mps}^B = 2000 \times 24 = 48000 \text{ lei}$$

- expenses with the retribution of the operating personnel:

$$C_{ret}^A = 2000 \times 150 = 300000 \text{ lei}, C_{ret}^B = 5000 \times 600 = 3000000 \text{ lei}$$

Total annual expenses;

$$C_{Ta} = C_e + C_c + A_a + C_{mps} + C_{ret} \text{ (thousand lei)}$$

$$C_{Ta}^A = 900 + 551250 + 1500 + 3000 + 48 + 300 = 6300 \text{ thousand lei}$$

$$C_{Ta}^B = 1200 + 4165 + 4800 + 30000 + 48 + 3000 = 43213 \text{ thousand lei}$$

To these expenses are added the expenses with debts to the state budget, insurances, transfer etc., expenses which represent approximately 70% from the C_{Ta} expenses. The real total expenses are:

$$C_A = 1,7 \times 6300 = 10710 \text{ thousand lei}, C_B = 1,7 \times 43213 = 73432 \text{ thousand lei}$$

The gross profit made by the two equipment:

$$P_A = 13500000 - 10710000 = 2790000 \text{ lei/year}, P_B = 180000000 - 73432000 = 106568000 \text{ lei/year}$$

It results that while the equipment C_A makes a gross profit of 27,900,000, equipment C_B makes 105,688,000.

To cover the non-performant expenses for the equipment C_A a tariff of 15% of the production was paid. This tariff was adopted by the equipment C_B , although with a tariff of 8-9% it would make a gross profit of 30 million lei annually.

References: 1. Oprea, S. The economical influence of the reliability level of the industrial equipment in exploitation, Durability and Reliability of the Mechanical Systems Simpozion, "Constantin Brancusi" University from Targu-Jiu, Mechanical Engineering Faculty, Targu-Jiu, June 2008. 2. Oprea S. The diagnosis analysis of the industrial companies, "Maintenance of the Company's Performances" Simpozion, held at University of Petrosani in cooperation with the Association of Engineers from Romania and the Association of Terotechnic and Terotechnology from Romania, September 2007.

Поступила в редакцию 15.05.08

В.В. Романов, канд. техн. наук, Николаев, Украина

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ 15 СТУПЕНЧАТОГО КОМПРЕССОРА ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ ГТД – 110

Приведены результаты расчетов и экспериментальной пятнадцатиступенчатого осевого компрессора на семиступенчатой модели первых ступеней. С использованием статистических методов планирования эксперимента получены оптимальные углы установки первых трёх направляющих аппаратов, обеспечивающие максимальный КПД на номинальной частоте вращения. Представлены экспериментальные газодинамические характеристики компрессора, полученные в составе ГТД - 110.

This paper presents the results of the experimental refinement of a 15-stage axial compressor in a 7-stage model of the first stages. Using statistical methods of test planning optimum blade angles for the first guide vane assemblies have been obtained which ensure maximum efficiency when operating at nominal rotational speed. Test gas dynamic characteristics of the GTE-110 compressor are provided.

Газотурбинный двигатель создан на предприятии ГП НПКГ «Зоря-Машпроект» для использования в составе парогазовой установки суммарной мощностью 325 МВт (Рис. 1).

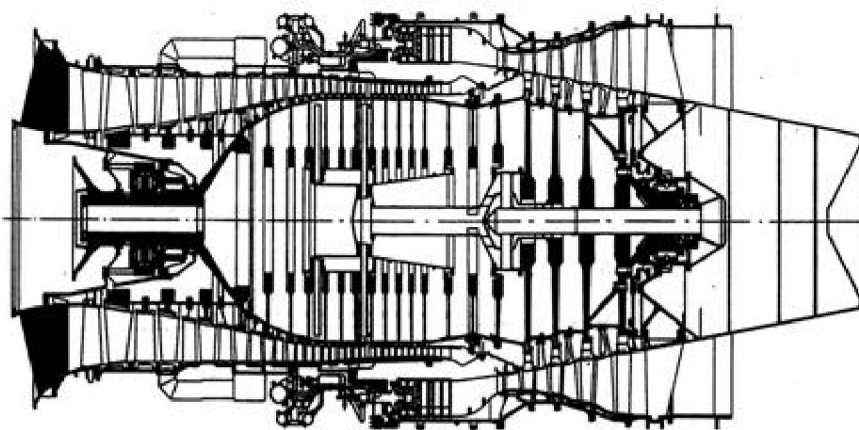


Рис. 1. Конструктивная схема ГТД – 110

Основные параметры одновального двигателя ГТД – 110 приведены в табл. 1.

Таблица 1

Параметр	Значение
Мощность на клеммах турбогенератора, МВт	110
Приведенный расход воздуха через двигатель, кг/с	360,8
Степень повышения полного давления в компрессоре	14,75
Температура газа перед турбиной, К	1483
КПД двигателя согласно ИСО, %	36,0
Частота вращения ротора, об/мин	3000
Общий ресурс двигателя, час	100000

При создании компрессора в качестве прототипа второй-седьмой ступеней был использован шестиступенчатый осевой компрессор высокого давления (КВД) изделия «99», имеющего достаточно высокие показатели по КПД и запасу устойчивой работы. Параметры первой ступени выбирались из условия пристыковки ее к модели КВД-99 в поле характеристик с высоким значением КПД и достаточным ΔK_y .

Так, при степени повышения полного давления первой ступени $\pi_{\sigma}^* = 1.37$ параметры, приведенные к выходу из нее (входу в КВД-99) будут следующие:

– приведенный расход $G_{\text{пр}} = 273,9$ кг/с;

– приведенная частота вращения $n_{\text{пр}} = 2853$ об/мин.

На расчетно-экспериментальной характеристике КВД-99 на линии максимального КПД выбрана точка для последующего моделирования: $\bar{n}_{\text{пр}} = 0,899 (n_{\text{пр}} = 10115)$ об/мин, $G_{\text{пр}} = 21,8$ кг/с и $\pi_{\text{к}}^* = 5,50$. Таким образом, коэффициент моделирования будет равен $m = \sqrt{273,9/21,8}$.

Однокаскадный компрессор изделия ГТД – 110 состоит из первой вновь спроектированной ступени, смоделированного КВД – 99 и восьмиступенчатого выходного блока. Для первой ступени был выбран закон закрутки по высоте из условия получения геометрического угла у втулки не больше 90° . В отличие от КВД – 99 для увеличения запасов устойчивости и улучшения прочностных характеристик в первых пяти ступенях компрессора ГТД – 110 уменьшено удлинение лопаток за счет увеличения хорды профиля. Для всех ступеней, кроме первого рабочего колеса, принят исходный профиль ВС – 10. Средняя линия профиля – дуга гиперболы ($\bar{x}_f = 0,45$), а ось лопатки совпадает с центром тяжести профилей.

Следует отметить, что моделированию не подвергались величины радиальных и осевых зазоров. Радиальный зазор с первой по восьмую ступени принят равным 2 мм, а в остальных ступенях – 1,7 мм. При таких величинах Δ_r относительная величина радиального зазора с первой по пятнадцатую ступени изменяется в пределах 0,47...1,68%.

При регулировании компрессора на нерасчетных режимах работы путем существенного прикрытия лопаток входного направляющего аппарата (ВНА) по рекомендациям ЦИАМ были выбраны отрицательные углы атаки, которые приняты равными -5° .

С целью повышения эффективности работы выходной системы компрессора его последний спрямляющий аппарат выполнен по двухрядной схеме с расчетным углом поворота потока 52° . При этом происходит снижение абсолютной скорости с 260 м/с до 120 м/с с коэффициентом восстановления полного давления $\sigma = 0,95$.

На рис. 2. показана линия изменения максимальных значений КПД спроектированного пятнадцатиступенчатого компрессора в зависимости от расхода воздуха через машину при исходном угле установки лопаток ВНА ($\Delta\alpha = 0^\circ$).

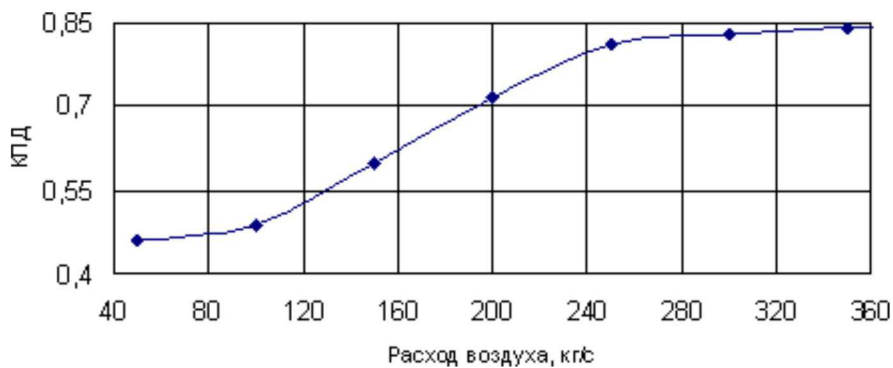


Рис. 2. График изменения максимального значения КПД компрессора ГТД – 110 при $\Delta\alpha=0^\circ$

Для обеспечения беспомпажного запуска двигателя кроме поворота лопаточных венцов ВНА применяется также перепуск воздуха после пятой и десятой степеней компрессора.

Суммарные газодинамические характеристики компрессора по линии запуска двигателя ГТД – 110 при $\Delta\alpha = -30^\circ$ и перепусках за пятой и десятой ступенями соответственно равными $\Delta G_5 = 4,5\%$ и $\Delta G_{10} = 13\%$ приведены на рис. 2. На этом же рисунке приведена также расчетная граница устойчивости с учетом экспериментальных данных по характеристикам первых семи и последних восьми ступеней и перепусках $\Delta G_5 = 9\%$ и $\Delta G_{10} = 16\%$. Для расчета положения границы устойчивости и анализа характеристик использовались моделированные экспериментальные характеристики группы первых семи ступеней при $\Delta\alpha = -25^\circ$ без перепуска за пятой ступенью, которые пересчитывались для различных величин перепуска, а затем суммировались с расчетно-экспериментальными характеристиками восьмой-пятнадцатой ступеней.

На этом рисунке показана и суммарная граница устойчивости как для перепуска воздуха исходного варианта ($\Delta G_5 = 4,5\%$ и $\Delta G_{10} = 13\%$), так и для отборов доработанного варианта ($\Delta G_5 = 9\%$ и $\Delta G_{10} = 16\%$). Из рис.2 следует, что граница устойчивости компрессора на режимах $n_{\text{пр}} = 1000...1700$ об/мин определяется запасами устойчивости первых ступеней. В случае перепуска с помощью доработанной системы за пятой и десятой ступенями при $\Delta G_5 = 9\%$ и $\Delta G_{10} = 16\%$ запасы устойчивости будут составлять $\Delta K_y = 10\%$ против $\Delta K_y = 5\%$ в исходном варианте ($\Delta G_5 = 4,5\%$ и $\Delta G_{10} = 13\%$). Дальнейшее увеличение запасов устойчивости компрессора на режимах $n_{\text{пр}} = 1000...1700$ об/мин можно получить введением перепуска за двенадцатой ступенью.

Проведенные расчеты показывает, что перепуск за пятой ступенью больший 9% не приводит к росту суммарных запасов устойчивости, что указывает на нецелесообразность дальнейшего увеличения перепуска в этом месте.

КПД компрессора при закрытом перепуске в камере сгорания и открытых клапанах за пятой и десятой ступенями с $\Delta G_5 = 4,5\%$ и $\Delta G_{10} = 13\%$ составляет $\eta_{\text{об}}^* = 0,815...0,83$. При этом запас устойчивости $\Delta K_y = 14\%$ на режиме $n_{\text{пр}} =$

2625 об/мин. Расчетный запас устойчивости с учетом экспериментальных данных по компрессору при $\Delta G_5 = 9\%$ и $\Delta G_{10} = 16\%$ на частоте вращения $n_{\text{нр}} = 2600$ об/мин составляет 25%.

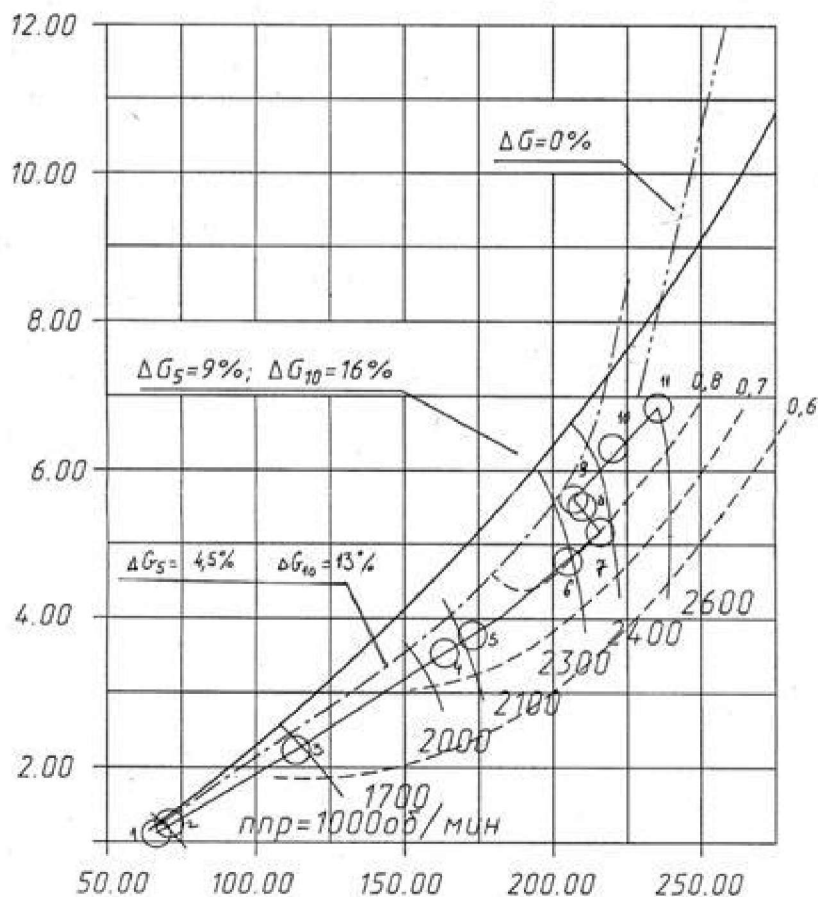


Рис. 3. Характеристика компрессора в системе ГТД – 110 на пусковых режимах

- Расчетная ГУР при $\Delta\alpha_{\text{ВНА}} = -30^\circ$ и $\Delta G_5 = 9\%$, $\Delta G_{10} = 16\%$
- - - Расчетная ГУР при $\Delta\alpha_{\text{ВНА}} = -30^\circ$ и закрытым перепуском за 5 и 10 ступенями
- · - Расчетная ГУР при $\Delta\alpha_{\text{ВНА}} = -30^\circ$ и $\Delta G_5 = 4,5\%$, $\Delta G_{10} = 13\%$

При закрытии клапанов перепуска за пятой и десятой ступенями расчетный запас устойчивости на частоте вращения 2600 об/мин составляет $A_c = 20\%$. Поэтому на режиме $n_{\text{нр}} = 2700$ об/мин целесообразно закрыть перепуск за пятой ступенью, а затем поэтапно закрыть перепуск за десятой ступенью, контролируя точку на компрессоре.

Суммарная характеристика компрессора, полученная экспериментальным путем в системе двигателя, показана на рис. 4.

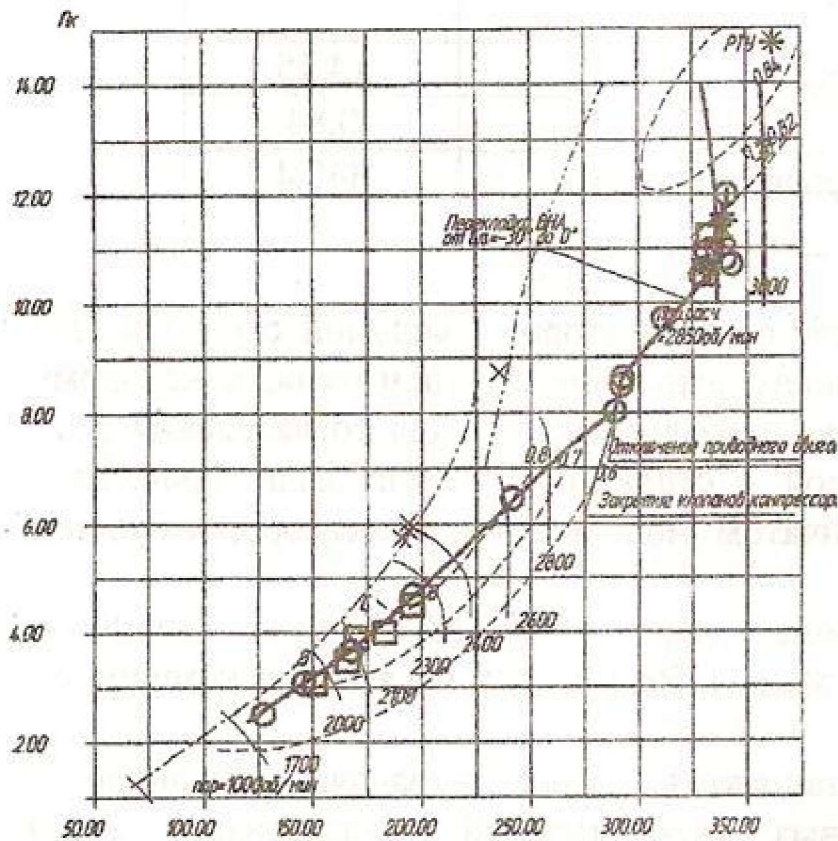


Рис. 4. Характеристика компрессора в системе двигателя ГТД – 110

Для выбора оптимальных углов установки входного направляющего аппарата (ВНА) и направляющих аппаратов первых двух ступеней использовался метод математического планирования в форме дробного факторного эксперимента с полурепликой 2^{3-1} [1]. Эти исследования КПД и отношения давлений выполнены в целях снижения материальных затрат на проведение физического эксперимента.

В качестве независимых переменных приняты углы поворота ВНА, НА-1 и НА-2.

Было также принято, что ступень слабо влияет на газодинамические характеристики соседних венцов при заданном шаге варьирования углов установки направляющих аппаратов. Нулевые уровни углов выбраны равными $\Delta\alpha_{ВНА} = -0,5$, $\Delta\alpha_{НА-1} = +1,5$, $\Delta\alpha_{НА-2} = -1,5$. Целевой функцией являлся суммарный КПД компрессора при коэффициенте запасов устойчивости $\Delta K_y = 15\%$. Матрица планирования эксперимента приведена в табл. 2.

Таблица 2

Номер эксперимента	Числовые значения независимых переменных, град			Целевая функция $\eta_{кв}$
	$X_1 = \Delta\alpha_{ВНА}$	$X_2 = \Delta\alpha_{НА-1}$	$X_3 = \Delta\alpha_{НА-2}$	
1	-5	+3	0	0,863
2	-8	+3	-3	0,859
3	-5	0	-3	0,867
4	-8	0	0	0,860

Расчетная модель была идентифицирована с экспериментальными данными при $n = 10000$ об/мин и $\Delta\alpha_{ВНА} = \Delta\alpha_{НА-1} = \Delta\alpha_{НА-2} = 0$. При полученном оптимальном сочетании углов установки $\Delta\alpha_{ВНА} = -5$, $\Delta\alpha_{НА-1} = 0$, $\Delta\alpha_{НА-2} = -3$ экспериментально проверен уровень КПД модельного компрессора. Использование методов планирования эксперимента позволило повысить КПД модельного семиступенчатого компрессора на 0,8% по сравнению с исходным вариантом.

Список литературы: 1. Стицын В.Е., Романов В.В., Шаровский М.А. Разработка и доводка многоступенчатого осевого компрессора двигателя ГТД 110/ Известия Инженерной академии наук, № 1, 1999, с. 160-163.

Поступила в редакцию 12.03.09

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МОДЕЛЬНОГО КОМПРЕССОРА ГТД-60

Рассмотрены результаты опытных исследований семиступенчатого осевого компрессора одновальной газотурбинной энергетической установки ГТД-60 при различных вариантах поворота направляющих аппаратов с различными углами установки лопаточных венцов. Проанализированы запасы газодинамической устойчивости.

Вступление

Работы по созданию новой газотурбинной установки с номинальной мощностью 60 МВт (ГТЭ-60) для энергетики были начаты ГП НПКТ «Зоря-Машпроект» в обеспечение государственных программ Минпромполитики, Минтопэнерго, утвержденных Кабинетом Министров Украины, связанных с сокращением потребления энергоресурсов [1,2]. К 2003 г. предприятие уже имело значительный опыт работы по созданию ГТД большой мощности. В Ивановской ГРЭС (РФ) были успешно проведены межведомственные испытания газотурбинной установки ГТД-110 мощностью 110 МВт (рис. 1), которая полностью подтвердила свои технические показатели.

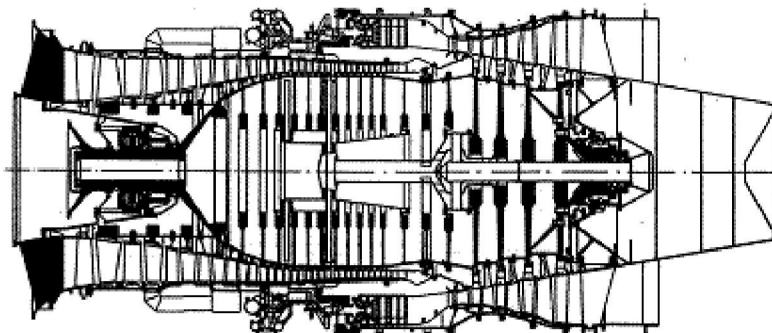


Рис. 1. Конструктивная схема энергетического ГТД-110

В качестве объекта исследования выбран модельный семиступенчатый осевой компрессор, который был сконструирован на основе шестиступенчатого натурального компрессора высокого давления изделия "99" с пристыкованной нулевой ступенью. Коэффициент моделирования равен 0,38.

Постановка задачи.

С целью определения газодинамических характеристик натурального компрессора на пусковых режимах [3, 4] и выбора способе его регулирования (поворота направляющих аппаратов (НА) и перепуска воздуха) необходимо исследовать модельный компрессор в широком диапазоне режимов с определением запасов его устойчивой работы.

Изложение основного материала

Экспериментальные исследования проведены на компрессорном стенде, в схеме которого предусмотрена следующая препарировка проточной части машины:

- в мерном цилиндре (ф 450 мм), расположенном на входе размещены три пятипоясные гребенки полного давления, разнесенные по окружности;
- в сечении перед входным направляющим аппаратом (ВНА) компрессора, расположенном после ресивера ($L=1500$ мм), также установлены три пятипоясные гребенки полного давления и приемник статического давления на корпусе машины;
- за компрессором с осевым смещением установлены шесть четырехпоясных гребенки полного давления и восемь четырехпоясных приемники температуры заторможенного потока. Кроме того, здесь находятся приемник статического давления и тензометрические датчики, регистрирующие его изменения при приближении к границе устойчивой работы;
- в сечениях за первой и последней ступенями попарно установлены пятипоясные гребенки полного давления и соответствующие термпары, а также корпусные приемники статического давления.

Препарировка проточной части компрессора позволяет производить измерения углов выхода потока с помощью зондов-угломеров.

В номинальной точке модельный компрессор имеет следующие параметры при $P_n=0,0101$ МПа и $T_n=288$ К:

- приведенный расход воздуха – 28,7 кг/с;
- степень повышения полного давления – 5,4;
- частота вращения – 10680 об/мин;
- изоэнтальпический КПД – 0,87.

Относительные погрешности определения основных параметров составили: частоты вращения – 0,01%; расхода воздуха – 1,2%; степени повышения давления – 0,66%; температуры на выходе из компрессора – 1%; полного давления на выходе из компрессора – 0,6%, КПД – 1,2%.

На первом этапе были исследованы газодинамические характеристики машины с тремя поворотными лопаточными венцами – ВНА, НА-1 и НА-2. При этом углы поворота аппаратов, полученные с помощью планирования факторного эксперимента, приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Изменение углов поворота лопаток трех лопаточных венцов

№ п/п	ВНА	НА-1	НА-2
-------	-----	------	------

1	-25 ⁰	-20 ⁰	-15 ⁰
2	-20 ⁰	-15 ⁰	-10 ⁰
3	-30 ⁰	-15 ⁰	-20 ⁰
4	-20 ⁰	-25 ⁰	-20 ⁰
5	-30 ⁰	-25 ⁰	-10 ⁰

Экспериментальная характеристика модельного компрессора с тремя поворотными лопаточными венцами показана на рис.2.

Из анализа результатов следует, что максимальные запасы устойчивой работы при приемлемом КПД следуют при углах поворота лопаток $\Delta\alpha = 25^0, 20^0, 15^0$. Следует отметить, что по сравнению с исходным вариантом положения поворотных НА $\Delta\alpha = -30^0, 0^0, 0^0$ запасы устойчивости на режиме $n = 7500$ об/мин увеличились на $\delta\Delta K_y = 5\%$.

Указанный режим был выбран для сравнения, поскольку в аналогичном компрессоре ГТД - 110 минимальные запасы устойчивости были получены на этом режиме ($n_{пр ГТД-110} = 2100$ об/мин).

На втором этапе были определены экспериментальные характеристики модельного компрессора с четырьмя поворотными аппаратами – ВНА., НА-1, НА-2 и НА-3. При этом углы установки регулируемых НА изменялись в соответствии с матрицей, приведенной в таблице 2.

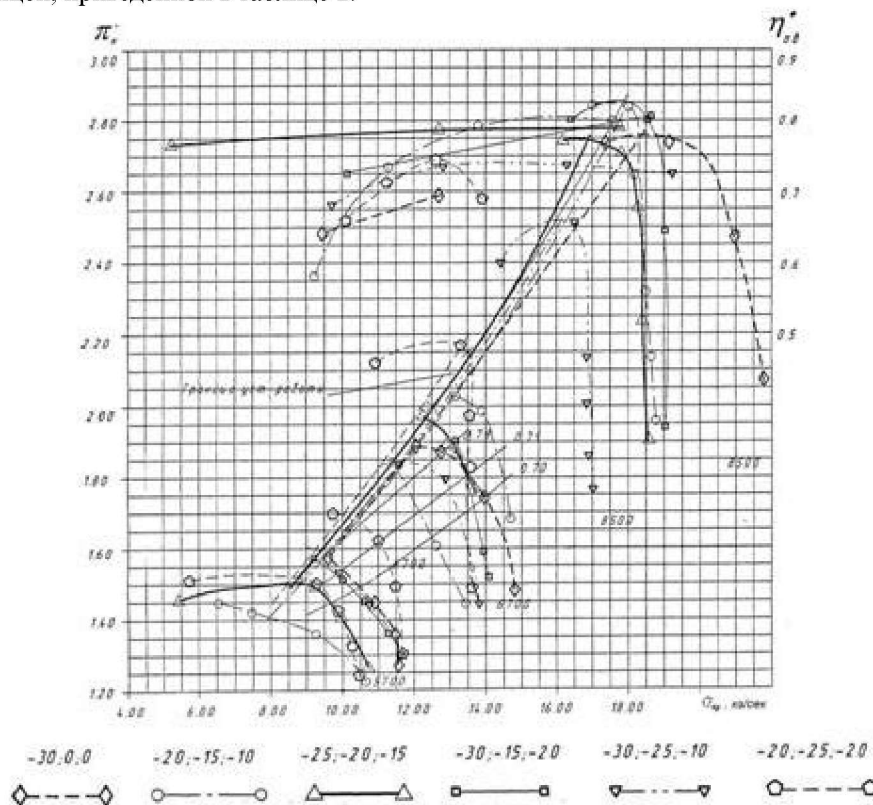


Рис.2. Экспериментальные газодинамические характеристики при трех поворотных лопаточных венцах
Таблица 2 – Изменение углов поворота лопаток четырех лопаточных венцов

№ п/п	ВНА	НА-1	НА-2	НА-3
1	-25	-20	-15	-10
2	-30	-25	-20	-5
3	-20	-15	-10	-15
4	-30	-15	-20	-15
5	-20	-25	-20	-5
6	-30	-25	-10	-15

На рис.3. показаны экспериментальные характеристики компрессора при различных углах поворота лопаток четырех первых аппаратов.

Из рис. 3 следует, что максимальные запасы устойчивости на режиме $n_{пр} = 7500$ об/мин получены при $\Delta\alpha = -30^0, -25^0, -20^0, -5^0$.

При введении поворота четвертого НА-4 увеличение запасов устойчивости в варианте с оптимальными углами установки равно $\delta\Delta K_y = 9\%$ по сравнению с таким же вариантом при трех регулируемых НА, а увеличение запасов устойчивости, по сравнению с вариантом $-30^0, 0^0, 0^0, 0^0$, равен $\delta\Delta K_y = 14\%$.

В процессе разработки натурного компрессора ГТД-60 и идентификации расчетных характеристик с экспериментальными данными, было исследовано влияние количества регулируемых поворотных НА и величины перепуска воздуха за десятой ступенью на газодинамические характеристики машины. Расчетный анализ выполнен

при $n_{пр} = 2000 \dots 2200$ об/мин для:

- исходного варианта регулирования компрессора $\Delta\alpha = -30^\circ, 0^\circ, 0^\circ, 0^\circ$ и отборами $\Delta G_{за 5 ст} = 9\%$, $\Delta G_{за 10 ст} = 16\%$;
- трех регулируемых поворотных НА при $\Delta\alpha = -25^\circ, -20^\circ, -15^\circ$ и отборами $\Delta G_{за 5 ст} = 9\%$, $\Delta G_{за 10 ст} = 16\%$;
- четырех регулируемых поворотных НА при $\Delta\alpha = -30^\circ, -25^\circ, -20^\circ, -5^\circ$ и перепуском $\Delta G_{за 5 ст} = 9\%$, $\Delta G_{за 10 ст} = 16\%$;
- четырех регулируемых поворотных НА при $\Delta\alpha = -30^\circ, -25^\circ, -20^\circ, -5^\circ$ и отборами $\Delta G_{за 5 ст} = 9\%$, $\Delta G_{за 10 ст} = 8\%$.

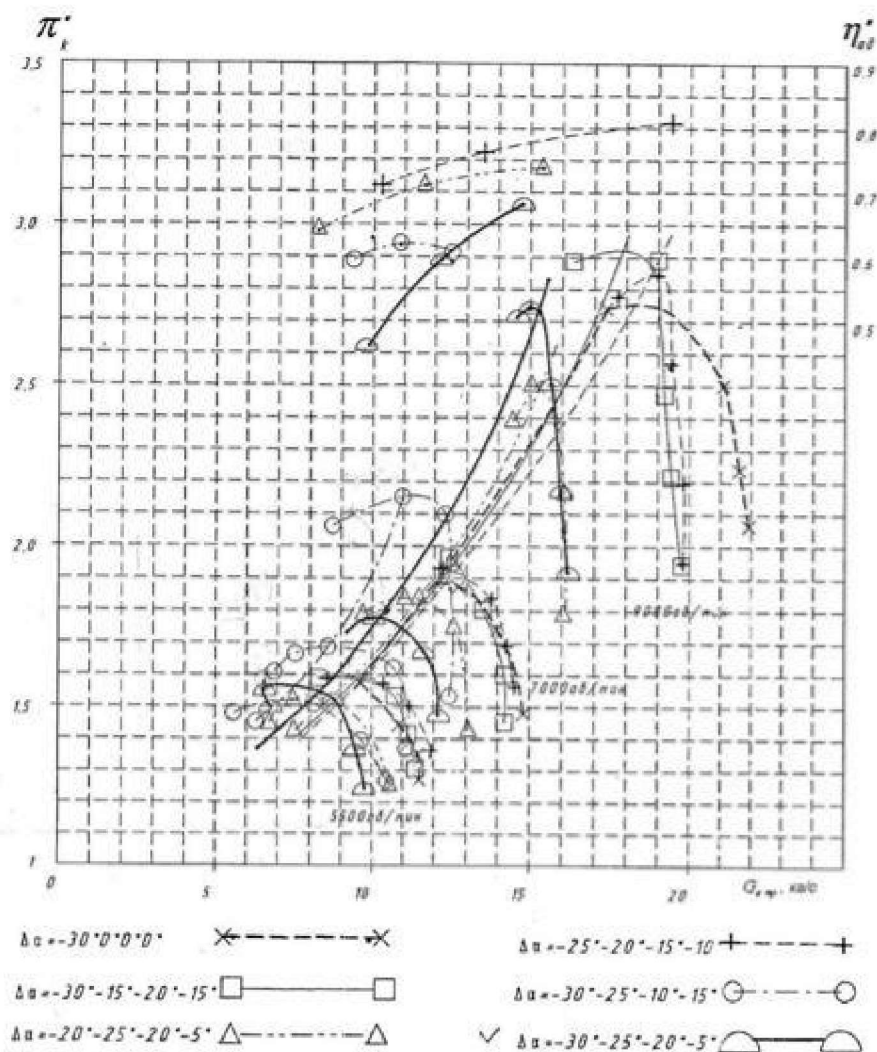


Рис.3. Экспериментальные характеристики компрессора при четырех поворотных венцах лопаточных аппаратов

Анализ зависимостей показывает, что при введении трех поворотных НА запасы устойчивости компрессора в указанном диапазоне увеличиваются на $\delta\Delta K_y = 4\%$, а при четырех регулируемых НА еще на $\delta\Delta K_y = 8\%$. При этом абсолютное увеличение ΔK_y составляет 12%. Поэтому для четырех регулируемых НА с $\Delta\alpha = -30^\circ, -25^\circ, -20^\circ, -5^\circ$ была дополнительно рассчитана возможность снижения величины перепуска за 10 ступенью с $\Delta G_{за 5 ст} = 16\%$ до $\Delta G_{за 10 ст} = 8\%$.

Из полученных результатов следует, что в рассмотренном варианте без учета изменения положения линии рабочих режимов снижение перепуска за 10 ступенью на 1% уменьшает запасы устойчивости компрессора на 0,8%.

Заключение.

1. Полученные экспериментальные газодинамические характеристики модельного компрессора показывают, что в режиме $n_{пр} = 7500$ об/мин минимальные запасы устойчивости при трех регулируемых НА ($\Delta\alpha = -25^\circ, -20^\circ, -15^\circ$) выросли на 5% по сравнению с исходным вариантом с одним регулируемым ВНА ($\Delta\alpha = -30^\circ, 0^\circ, 0^\circ$).

2. При четырех регулируемых НА ($\Delta\alpha = -30^\circ, -25^\circ, -20^\circ, -5^\circ$) минимальные запасы устойчивости дополнительно выросли на 9%, по сравнению с тремя поворотными НА, а, в целом, по сравнению с исходным вариантом увеличение ΔK_y составляет 14%.

3. На основании полученных экспериментальных данных на модельном компрессоре предлагается в двигателе ГТД-60 ввести четыре поворотных регулируемых НА.

4. На основании полученных экспериментальных характеристик ступеней, с использованием расчетного метода их согласования получено, что при введении четырех поворотных НА можно уменьшить количество перепускаемого воздуха за 10 ступенью на пусковых режимах с 16% до 8%. При этом минимальные запасы устойчивости будут равны

$\Delta K_y = 8\%$.

Список литературы: 1. Державна програма розвитку промисловості на 2003 – 2011 роки. Схвалено постановою Кабінету Міністрів України від 28 липня 2003 р. № 1174. 2. Енергетична стратегія України на період до 2030 року Схвалено постановою Кабінету Міністрів від 15 березня 2006 р. № 145. 3. Методология создания математической модели одновального двигателя ГТЭ-45/(60А) *И.Е. Аннопольская, В.А. Коваль, В.В. Романов*. Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2008. – № 34. – 136 с.

4. Ход работ по созданию новых газотурбинных установок. *Романов В.В., Раимов Р.И., Черный Г.В.* // Сучасні технології в машинобудуванні: зб. наук. праць. – Вип.2. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2008. – 280 с.

Поступила в редакцію 12.03.09

EXPERIMENTAL RESEARCHES ABOUT ACHIEVEMENT OF A PROTECTION VALVE WITH SILFONIC TUBE, FOR BURNING INSTALLATION WITH GAS

In this work the authors present their research results on the achievement of a valve protection tube silfonic for combustion plants with fuel gas.

The valve with silfonic tube has been designed in such a way as to interrupt the Accidental flame burner gas to stop automatically feed it gas, and a nine ignition can not be achieved except through human intervention. The valve has been designed for burning gas at low speeds suitable facilities for cold type cars FRAM 22.

1. Introduction

Using LPG gas burner at low speeds with refrigeration facilities for cars type FRAM 22, involves following the imposition of safeguards.

- Accidental interruption flame automatically to stop supplying gas and fuel;
- Ninth in the service of re-burner can be realized only with manual human action;
- Crossing the functioning of the cold aggregate to slow motion ordered by thermostat, the burner flame to work with the Observing stable and low gas;

To meet these requirements the authors of this article were designed, developed and studied practically a valve protection which ordered the shutdown is a silfonic tube (undulate).

Also the valve was combined with a manual striking device of flame, acted by human operator.

2. Theoretical notions about conversion of variation in temperature of linear variable displacement, with silfonic tubes

Silfonic tubes (undulate) occurred in the technique of measurement and automation processes, as a result of technical progress achieved in the manufacture of metal tubes with thin walls. These tubes are known as undulate sack. In Figure 1 is presented a section through such a tube and the geometric dimensions to be taken in extremely complex calculation of these sensitive items.

In most cases, the arrow (f) of silfon (Figure 1) may be expressed in an approximate way, as follows:

$$f = F \frac{(1 - \mu^2)}{E h_0} \left[\frac{n}{A_0 + \alpha A_1 + \alpha^2 A_2 + B_0 \frac{h_0^3}{R_i^3}} \right]$$

where: F – axial force

n – number of undulation

E – material elastic module

μ – Poisson constant

A_0, A_1, A_2, B_0 – coefficients determined from nomogrames, and is special for every silfon type

α – undulation angle

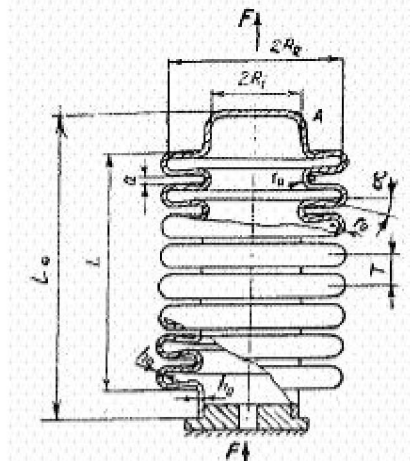
R_i – intern radius

h_0 – wall thickness

In case of $\alpha = 0$ then arrow (f) is determined by relation:

$$f = F \frac{(1 - \mu^2)}{E h_0} \left[\frac{n}{A_0 + B_0 \frac{h_0^3}{R_i^3}} \right]$$

Axial force F depend on pressure p inside of silfon and is determined by following relation: $F = p$



$$R_m = \frac{R_e + R_i}{2}$$

Because the supply of burner gas fuel can be automatically stopped when the flame for some reason stopped is necessary in power supply circuit to be mounted a protection valve.

The valve must stop automatically feed fuel gas burner and a new filling is permitted only to manual human intervention. Also, after the flame lighting, the valve must to remain on the open position.

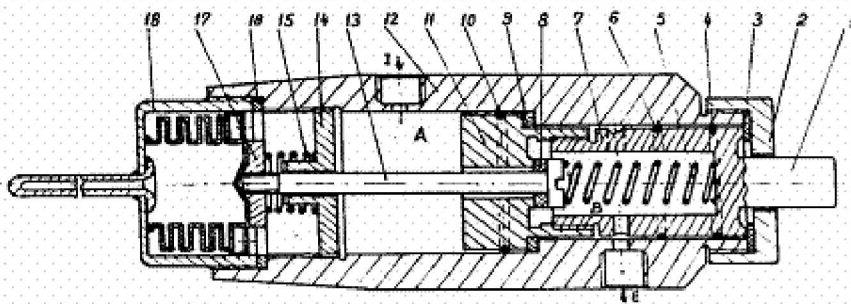
From the point of view constructively, it involves equipping the valve with a supervisor with the flame able to give the order stopping gas when the flame has disappeared and with a valve allowing manual feed gas burner when it wants to relighting the flame.

Literature specialist recommended several procedures for overseeing the flame. Of these, we believe that the most straightforward is that based on conversion of temperature variation burner flame in a linear movement of the valve rod and overcome the axial forces FR of the spring of closing. This technique can be applied successfully when it has a technology for making and loading silfonic tubes with a liquid that is vaporize over 200°C but not flammable at a temperature of 800°C.

3. Experimental model proposed.

Since Sadu Mechanical Factory has a line of manufacturing technology of silfonic tubes, we have designed and built a virtually automatic protection valve supplying gas a fuel combustion plants for refrigerators FRAM 22.

In figure 2 is presented general model of this valve with it components:



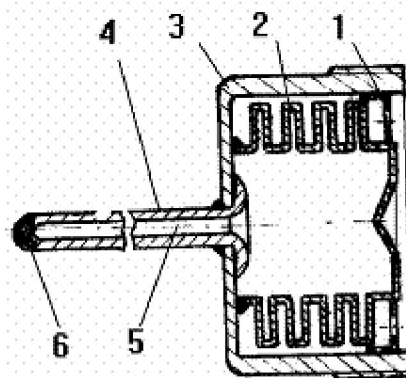
1, 7 – manual action button; 2 – tighten nut; 3 – gland; 4, 6, 10 – tighten ring; 5 – ward spring; 8 – valve garnish; 9 – seat gland; 11 – valve seat; 12 – valve body; 13 – valve rod; 14 – guide nut; 15 – closing valve spring; 16 – gland of flame detector; 17 – silfonic tube support; 18 – flame detector

Fig. 2

We designed the protection valve as a combined valve can be closed / open on supervisor command of the flame with silfonic tube and can be opened manually ordered by the action of operator. Opening manual the valve was designed without the "restraint on the open position". He used this possibility, since to operate automatically command after ignition flame, is taken by the supervisor of flame.

Also we have designed a supervisor with the flame silfonic tube shown in Figure 3 and which party has the following components:

The supervisor probe was made of copper capillarity tube inside diameter of 1.5 mm. Silfonic tube was made of band CuSn 6, STAS 94 / 1990 thickness of 0.6 mm, an automatic machine technology under license by Thomson take by Mechanical Factory Sadu.



1.- ring limitation; 2.- silfonic tube; 3.- glass; 4.- probe; 5.- silfonic oil; 6.- bulb;

Fig. 3.

Assembly glass 3 with probe 4 and silfonic tube 2 was designed by tinning on a special machine. To limit the arrow of silfonic tube during the operation, pushing it over a limitation ring 1.

The glass 3 has been made of brass and was fitted with threaded with assembling outside for the protection valve.

Supervisor itself was filled with silfonic oil on the plant UMSadu after the first was vacuumed. After filling and probe 4 mounting was applied by welding oxyacetylene of a packing bulb.

4. The principle of operation.

Gas LPG fuel type of low pressure enter through the entrance I of the protection valve compartment A. The valve being closed gas stops in the A (Figure 2), but can pass in the B. By pressing a button manual 1, seat 11 mobile gas fuel allows passage through the compartment B, the exit E of the valve and then to the burner where the lights from an appropriate source of heat. After lighting gas, bulbul 6 (Figure 3), it warms facilitating vaporization of silfonic oil from capillary probe. By vaporization,

oil pressure increases in silfonic tube producing a trip to axial ring limitation 1. Meanwhile rod of the valve 13 (Figure 2), is the axial displaced. If the button is released manually 1 gland of the valve no longer reach mobile chair and passage of gas between the two compartments is made easy.

5. The results of the measurements

As the flame of supervisor means that converts the temperature variation in linear movement, we conducted two experiments:

- Determine gradient of silfonic tube before filling with siliconic oil;
- Determine gradient of silfonic tube after filling;

Both experiments are based on the fact that the silfonic tube behaves like an ordinary spiral resort, with similar mechanical characteristics.

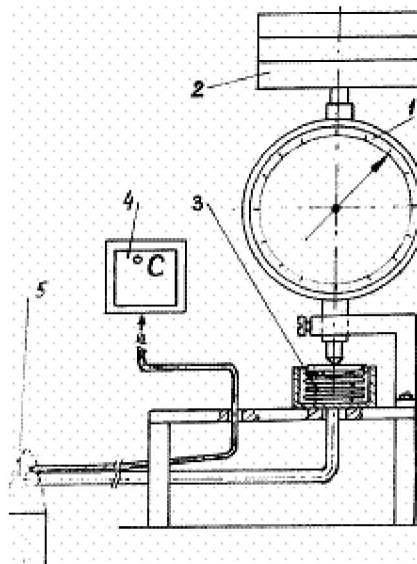


Fig.4

For both experiments we used a stand verification (Figure 4), which consists of:

- 1 .- comparator (0 - 25 mm)
- 2 .- standard weights;
- 3 .- supervisor of flame;
- 4 .- thermocouple 0 - 1000°C;
- 5 .- source of heat from 0 to 800°C;

The results of the measurements are presented in tables 1 and 2, and after processing results were obtained curves of figures 5 and 6.

Tabelul 1.

Nr. crt.	G [grame]	f [mm]	Nr. crt.	G [grame]	f [mm]
1	50	0,16	9	600	0,68
2	100	0,26	10	700	0,73
3	150	0,35	11	800	0,79
4	200	0,44	12	900	0,83
5	230	0,49	13	1000	0,89
6	250	0,50	14	1100	0,94
7	400	0,58	15	1130	0,95
8	500	0,63	16	1200	0,95

Tabelul 2.

Nr. crt.	T [o C]	f [mm]	G [grame]	f [mm]	G [grame]	f [mm]	G [grame]
1	60	0,018	1200	0,025	1000	0,040	700
2	100	0,020	1200	0,040	1000	0,058	700
3	200	0,048	1200	0,075	1000	0,115	700
4	300	0,072	1200	0,126	1000	0,185	700
5	350	0,120	1200	0,162	1000	0,225	700
6	400	0,175	1200	0,235	1000	0,300	700
7	500	0,330	1200	0,392	1000	0,550	700
8	600	0,500	1200	0,550	1000	0,625	700
9	700	0,710	1200	0,712	1000	0,795	700
10	750	0,726	1200	0,790	1000	0,910	700
11	800	0,924	1200	0,990	1000	1,000	700

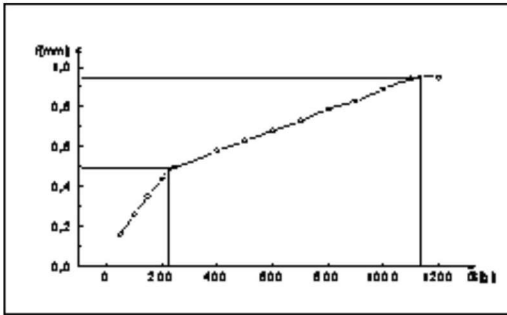


Fig. 5.

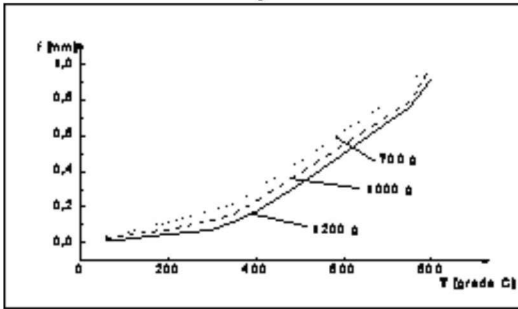


Fig. 6.

6. Conclusions.

After measurements and experimental data processing with the ORIGIN software were formulated following conclusions:

1). -- Siliconic oil is a liquid that can be used successfully in the process of conversion of variation in temperature linear movement through silfonic tubes;

2). -- Movement of linear silfonic tube start after the temperature reached 60°C one, with a variation on the linear interval [350°C - 750°C];

References: 1. - MICU C. și alții. - Aparate și sisteme de măsurare în construcția de mașini. Editura Tehnică, București, 1980. 2. - PALADE D. D. Traductoare și senzori. Reprografia U.P.București, 1994. 3. STĂNESCU M. și alții- Sisteme de automată pneumatică. Editura Tehnică, București, 1987.

Поступила в редакцию 12.03.09

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕХНИКО-ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ СВОЙСТВ ГИБРИДНЫХ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Рассмотрены вопросы, относящиеся к технико-эксплуатационным свойствам тягово-транспортных средств, имеющих комбинированные энергоустановки. Упор сделан на сцепных свойствах и сопротивлении движению машин, их тягово-динамических качествах.

Направление развития работ по созданию и внедрению наземных гибридных тягово-транспортных средств (ТТС) в настоящее время стало вполне определенным. Это обусловило необходимость рассмотрения технико-эксплуатационных свойств гибридных ТТС. В частности, следовало бы оценить их возможности относительно сцепления, например, колеса с поверхностью качения (опорным основанием - дорогой). Сюда можно отнести также вопросы сопротивления качению движителей. Все это обеспечит возможность, в частности, судить о таких свойствах как маневренность, проходимость, управляемость, устойчивость движения, и других свойствах.

Как известно, сцепление колеса с поверхностью качения и сопротивление качению обусловлены рядом факторов. Сцепление зависит от внешнего трения материала колеса (резины) о поверхность качения, характеризуемого коэффициентом трения скольжения μ_c , величины и характера распределения нормального давления по площадке контакта шины с поверхностью качения, тангенциальной деформации шины в зоне контакта и касательных сдвигов грунта под катящимся колесом, а также от зацепления беговой дорожки шины с поверхностью качения.

После достижения максимальной скорости вращения движителей дальнейшее увеличение скорости движения машины может быть достигнуто лишь за счет уменьшения пробуксовки движителей на грунте. Последнее тесно связано со сцепными свойствами движителей. Эти свойства оцениваются коэффициентом сцепления $\Phi_{сц}$, представляющим собой отношение максимальной силы тяги по сцеплению $T_{сц}$ к нормальной нагрузке G_k , воспринимаемой движителем, $\Phi_{сц} = T_{сц} / G_k$

На значение $\Phi_{сц}$ влияние оказывают, также, кроме коэффициента μ_c : расположение грунтозацепов и насыщенность ими рисунка протектора, параметры грунтозацепа, продолжительность и площадь контакта с поверхностью качения и многое другое. Среднее значение $\Phi_{сц}$ различно для разных условий и режимов движения. Так, для снежной (укатанной) дороги оно равно 0,1...0,3, а для сухого асфальта – 0,7...0,9.

Воздействие колес на дорогу во многом зависит от распределения нагрузки по осям машины, давления, оказываемого колесами машины на грунт, уровня колебаний и режимов движения машины. Следовало бы особо отметить переменный характер действующих нагрузок.

Сопротивление качению колес обусловлено двумя факторами: деформацией поверхности качения и деформацией шины. Энергия, затрачиваемая на деформацию шины, зависит от нагрузки на шину, ее размеров, конструкции, материала и давления воздуха в шине. Определяющими факторами являются физико-механические свойства грунта, а также нагрузки, передаваемые колесом, размеры и форма пятна контакта шины с поверхностью качения. В частности, удельное сопротивление качению, обычно называемое коэффициентом сопротивления качению

$f_k = \frac{P_f}{G_k}$, (P_f – сила сопротивления качению, G_k – вес воспринимаемый колесами). Для ведущего колеса коэффициент f_k на 20...40% выше, чем для ведомого колеса. Эти данные относятся к качению по суглинистым или супесчаным грунтам при прочих равных условиях.

Преыдушие рассуждения неизбежно связаны с вопросами, возникающими при эксплуатации ТТС. Среди этих вопросов, в частности, необходимо назвать следующее: какие случаи качения ведущих колес наиболее важны.

По крайней мере, это является первостепенным при анализе гибридных машин. Прежде всего, имеем в виду тягово-динамические качества и проходимость по деформируемым грунтам. Не вызывает сомнения что уменьшение сопротивления качению машины может быть достигнуто при рациональном сочетании крутящих моментов с величинами нормальных реакций на них.

Известно, что основным условием движения ТТС есть неравенство:

$$P_f \leq P_\phi$$

Дополнительно следует помнить и другие условия:

$P_d \geq P_k < P_\phi$ – условие движения машины;

$P_d \geq P_k > P_\phi$ – условие буксования;

$P_d < P_k < P_\phi$ – условие перегрузки.

Здесь имеется в виду, что P_d – сила тяги, которую способен реализовать двигатель (тяга по двигателю); P_ϕ – сила тяги, которая может быть реализована за счет особенностей почвы и колеса (тяга по сцеплению);

P_k – фактическая сила тяги, реализуемая в создавшейся ситуации.

Для исследования следует выбрать систему «двигатель-трансмиссия-двигитель». По сути, эта система охватывает условия и режимы движения ТТС.

Выше на основе известных исследований приведен вывод, что в определенных условиях увеличение скорости движения машины возможно за счет уменьшения буксования. В свою очередь буксование связано с тяговой силой, приложенной к колесу. Но тяговая сила не может быть больше силы тяги по сцеплению. Для большинства деформируемых грунтов буксование, соответствующее максимальной силе тяги, достигает 30...40%, а для твердой поверхности 10...15%. При этом возможна реализация и большей силы тяги. ГОСТы накладывают ограничения на

буксование (в целях экологической безопасности).

В реальных условиях движения, когда величина нормальной реакции на колесе изменяется в самых широких пределах (вплоть до отрыва колеса от поверхности дороги), тяговая сила на колесе ограничена величиной Φ с учетом параметров колебательных процессов. Так, при пробое подвески ускорения корпуса машины могут достигать $(3 \dots 4)g$ (ускорения свободного падения тела).

Возрастание нагруженности ТТС, оцениваемое коэффициентом динамичности K_d , то есть отношением максимального динамического показателя нагруженности P_d к его статическому значению $P_{ст}$ связано с движением по неровностям дороги, изменением тяговой нагрузки, инерционными силами. Это также относится к режимам трогания и разгона машины.

Характер протекания указанных процессов у гибридных машин более плавный, чем у машин традиционных. Это в конечном итоге сказывается и на буксовании ТТС, что равносильно улучшению тяговых свойств.

Возможности тягово-транспортных машин проявляются, когда динамические процессы можно отнести и к медленно меняющимся, не возбуждающими колебаний в динамической упругоинерционной системе. Например, в машине совершающей движение по косоугору, свойства грунта которого сравнительно медленно меняются. Это присуще, прежде всего, машинам, имеющим мотор-колеса, то есть способных воспринимать передаваемый двигателем момент каждым колесом независимо от других колес.

В этом случае более нагруженное колесо по сравнению с менее нагруженным может реализовать большую силу тяги. Что в конечном итоге позволяет обойтись без дифференциала.

Следует отметить, что сцепление шины с поверхностью качения влияет не только на тяговые свойства машин, но и на ее устойчивость движения, управляемость, маневренность, поворотливость, плавность хода, эффективность торможения. Способность грунтов оказывать сопротивление касательным сдвигам пропорциональна допусжаемому для данных грунтов нормальному давлению.

Воздействие движителей на грунты и почвы оказывает существенное влияние на них. Поэтому условия и режимы движения следует рассматривать так же как факторы экологической безопасности.

При рассмотрении технико-эксплуатационных свойств ТТС с гибридной энергоустановкой следует уделить внимание условиям и режиму работы машины. В частности, нужно внимательно изучить возможные характеристики двигателей, сцепление движителей с почвой, сопротивление движению ТТС. При этом возможно использование уравнение баланса сил, то есть дифференциального уравнения движения машины как материальной системы

$$m\delta \frac{dv}{dt} = P_k - \sum_1^n P_{if},$$

где m – масса машины, δ – коэффициент условного приращения массы, V – скорость движения машины, P_k и P_f – силы, упомянутые в начале данной статьи.

При таком подходе наилучшей машиной будет та, которая имеет самую высокую эффективность в заданных условиях. В нашем случае эти технико-эксплуатационные свойства названные ранее.

Список литературы: 1. Рославцев А.В. Применение в сельскохозяйственном производстве экологически безопасных тягово-транспортных средств с минимальными затратами энергии. «Сучасні технології в машинобудуванні» Збірник наукових праць, Випуск 1, Харків НТУ «ХП» 2008.

Поступила в редколлегию 15.03.09

SUGGESTIONS ON PROPER CIRCULAR FREQUENCIES ESTABLISHING FOR THE SUCKER ROD PUMPING UNITS

There are comparatively analysed many methods of determining the fundamental circular frequency of a column of sucker rods with sectioned geometry, for a rod pumping unit and there are given utilisations recommendations.

Keywords: proper circular frequencies, rod pumping units

1. Theoretical Considerations

For a correct performance of a sucker rod pumping unit is necessary to have a very accurate knowledge of the fundamental circular frequency and there is chosen the pumping frequency avoiding the resonance ranges. The most used method implies a simple relation demonstrated by Drăgotescu N and corrected in [1] by Popovici Al.:

$$p = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\pi \cdot c}{\lambda} = \frac{2\pi \cdot c}{4H} = \frac{\pi \cdot c}{2H} \cong \frac{8000}{H}, \quad (1)$$

where: λ - length wave; T - own oscillation period; H - depth of plunger;

c - speed of propagation of the sound in steel, $c=5100$ m/s, deduced by considering of a steady wave system in the column of sucker rods with a node at the surface and a ventrum at the plunger.

The maximal force is the main characteristic of the pumping unit, according to which they are named and determining its right value is a fundamental condition of a good projecting and utilisation. Because of the complexity of the phenomenon during pumping process, the calculus formulas in the specialized literature offer different results. Some were theoretically deduced and they are affected by different simplifying hypothesis, other are empirically and other although theoretically deduced they have been introduced some correction terms for corresponding with experimental data, terms which refer to condition of work. No matter the criterion, at the upward stroke there is a moment when the force from the polished rod will have a maximum value F_M . In [2], it was created a comparative analyses between the experimental values of the maximal forces obtained by help of dynagraphs provided us with ecometrical experimental values from 40 wells of Moinesti area and the values resulted from the calculations done with the most commonly used formulas in the specialized literature, shown in a table and a graph, by giving directions for use. This way it was recommended the employment of (2) formulas, deduced by Al. Popovici.

$$F_M = G_b + G + 35 \cdot D \cdot 10^3 + \frac{1}{4} \cdot p \cdot s \cdot \omega \cdot \psi \cdot m \cdot \sin \varphi_1 + \frac{1}{2} \cdot m \cdot s \cdot \omega^2 \cdot \cos \left(\varphi_1 + \frac{\pi \cdot \omega}{2p} \right) \quad (2)$$

where: - G_b , column of fluid weight who acts on brute section of the sucker; G , weight of the sucker rod in the air; D , sucker diameter; p , fundamental circular frequency of a column of sucker rods; m , sucker rod mass; ω , angular velocity of the pumping unit cranks;

$$\psi = \frac{k_t}{k_t + k_p}; \quad (3)$$

k_t , elasticity constant of tubing; k_p , elasticity constant of the rods;

$$\varphi_1 = \arccos \left(1 - \frac{\lambda}{r} \right); \quad (4)$$

r , crank radius; φ_1 - crank angle where it finishes static deformation of the sucker rod and the tubing, at the taking over of weight of fluid column, calculated with elementary kinematical hypothesis (it may be calculated with much accuracy with exactly hypothesis).

$$\lambda = \lambda_p + \lambda_t \quad (5)$$

λ , total elongation of the sucker rod and the tubing; λ_p (λ_t) - elastical elongation of the sucker rod (tubing) at taking over the weight of liquid column. Being the most appropriate formula for the experimental results, it will be used (2) for determining the fundamental circular frequency. The calculus is facilitated by Mathcad program.

2. Comparatively analysis between the calculus methods for fundamental circular frequency

Table 1 presents the values of fundamental circular frequencies of sucker rods for 40 wells, from Moinesti area. (results are systematized in [2]).

The dynamometratrion was performed using the dynamometer incorporate in the Echometer (fig.1).



Fig. 1 ECHOMETER equipment

Having the purpose of doing dynamometations measures, the general assemblage schema from fig.2 was used and the necessary elements for dynamometations measurements are:

- hard requirements:
 - power transducer;
 - current transducer;
 - connection cables;
 - computer;
- soft requirements:
 - DYN.EXE program - carries on measurements and dynamometations analyses.
 - RODMASTER program - detail analysis.

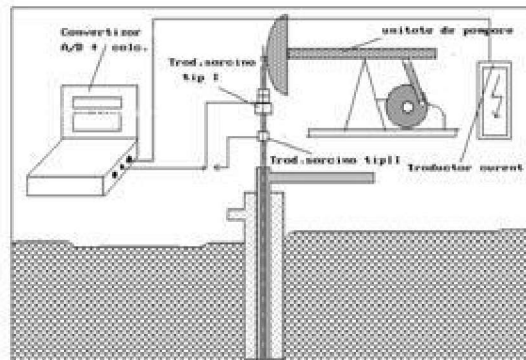


Fig. 2. Assemblage configuration for dynamometations measurements

From the ecometrical obtained dynagrafs there were emphasized the experimental values of the maximal forces.

- The completion of wells with pumping units varying between:

- Maximal force: 5tf - 12tf (5000daN - 12000daN),
- Pumping frequency: 4,3strokes/min - 10,33strokes/min,
- Stroke length: 0,97m - 3,3m,
- Variety of pumps: TB, TLM, TLC, PCM, HHBC, THM, TH, RLAC, RLB,
- Dynamical level: 6m - 384m,
- Depth of plunger: 473m - 1907m,
- Diameter of the pump plunger: 1 1/4 in - 2 3/4 in (0,03175m-0,0698m).

- Measurements were done at wells where:

- The filling of the pump is varying in the domain 6% - 92%,
- The leakage at the travelling valve test:

- there are not

- there is small leakage 0,2 - 2,8 B/D (0,0318-0,4452m³/zi),

- there is great leakage until 12,7B/D (2,019m³/zi).

- 4 of the measured wells are new ones, with new projected equipment and extracting system, with proper dynagrafs and valve tests, the rest are old wells that don't work at optimum parameters. The comparative study is shown in table1.

The results due to column, method 1, refer to the circular frequency calculus with (1) formula.

The results due to column, method 2, are obtained using the finite elements method by help of COSMOS program [2].

Column, method 3, was completed determining the fundamental circular frequency from (2) relation, by help of Mathcad program, where the maximal force has an experimental value.

The graphic from fig.3 offers a comparison of the three methods obtained values.

It finds out:

- the results offered by finite elements method are very close with the experimental ones (the error reach the maximum value of 1,7%).
- the results obtained with relation (1) have a maximum error of 4% for rod lines with only one section, a maximum

error of 9% for 2 sectioned rod line and of maximum 12% for 3 sectioned rod line.

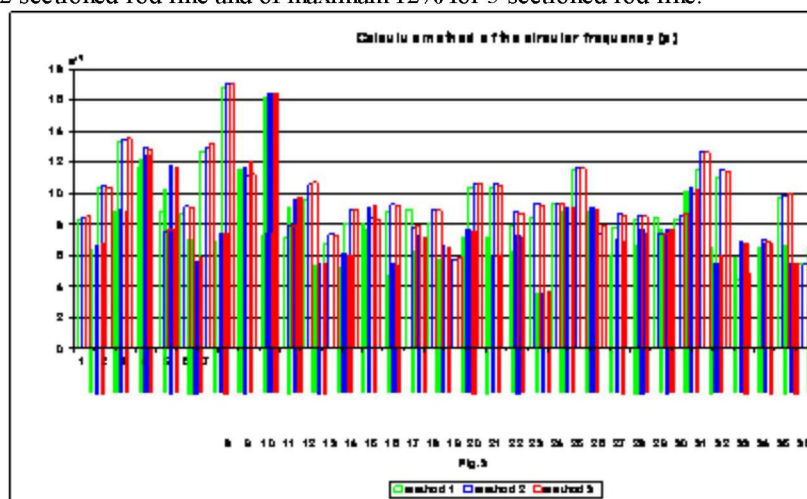


Fig. 3.

3. Recommendations for establishing fundamental circular frequency method

The fundamental circular frequency is an important characteristic of pumping units that allow the choosing of the optimal technological parameters in order to have a well function of the entire equipment, avoiding the resonance ranges.

Table 1

Nr. Experiment	Calculul metodei a frecvenței circulare (p)		
	method 1	method 2	method 3
1	8.26	8.45	8.5
2	10.32	10.48	10.4
3	13.29	13.49	13.5
4	11.64	12.98	12.8
5	8.75	7.58	7.7
6	8.64	9.14	9.1
7	12.68	12.87	13.15
8	16.77	17.04	17
9	10.58	11.08	11.2
10	7.33	7.46	7.4
11	7.16	7.93	7.9
12	9.63	10.54	10.7
13	6.72	7.38	7.3
14	8.09	8.96	8.9
15	7.61	8.41	8.3
16	8.86	9.28	9.2
17	8.93	7.81	7.9
18	8.08	8.98	8.9
19	5.68	5.75	5.8
20	10.38	10.54	10.6
21	10.38	10.54	10.5
22	7.92	8.78	8.7
23	8.45	9.32	9.16
24	9.29	9.36	9.3
25	11.48	11.65	11.6
26	8.34	7.36	7.9
27	7.77	8.62	8.6
28	8.35	8.52	8.5
29	8.39	7.39	7.4
30	8.29	8.48	8.62
31	11.48	12.65	12.6
32	11.05	11.49	11.4
33	4.44	4.92	4.8
34	6.31	6.99	6.92
35	9.66	9.85	9.94
36	5.39	5.45	5.4
37	9.7	9.91	9.94
38	11.54	11.72	11.6
39	4.195	4.65	4.6
40	8.49	9.32	9.2

Because of its simplicity and the very close values due to experimental ones (maximum error of 12%), relation (1) is recommended to be used both for uniform and sectioned rod lines.

References: 1. Popovici, Al., Utilaj pentru exploatarea sondelor de petrol, Editura tehnică, 1989.

2. Rusu L., Studiul cinematicii și dinamicii unităților de pompare cu balansier pentru extracția petrolului, teza de doctorat, 2008.

Поступила в редакцию 15.03.09

A. Tanasoiu, PhD, Lecturer, I. Copaci PhD, prof., Arad, Romania,
 A. Nicola, Petrosani, Romania, G. Mihai, Bucharest, Romania

СОПРОТИВЛЕНИЕ И ТВЕРДОСТЬ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ВИНТОВЫХ СПИРАЛЬНЫХ ПРУЖИН Ф31ММ, ПРЕДНАЗНАЧЕННЫХ ДЛЯ ПОДВЕСНЫХ ТЕЛЕЖЕК Y25LSDI, УСТАНОВЛЕННЫХ НА ТОВАРНЫХ ВАГОНАХ

On the strength and reliability of Ф31mm metallic helical springs, used for Y25Lsdi bogie suspension mounted at freight cars

Generalities

The elastic metallic elements, under the form of helical springs, torsion springs and laminated springs, are used, on a large scale, as suspension elements, for railway vehicles. Just as the other types of elastic elements used for suspensions, the metallic springs are machinery parts with a high degree of elasticity. Due to their elasticity, these elements stock a deformation energy, the greatest part of which, when the load action ceases, being given back to the mechanical system, as kinetic energy. The above mentioned characteristic, as well as, the conditions imposed to suspension (in vertical and horizontal planes, the space available for spring mounting, type of load impact) lead to different types of springs [1], [8], [3], [5], [4].

Compared with the laminated springs, the helical springs, as well as, the torsion springs have a high degree of material economy, the manufacturing and repairing technology is, relatively, simple, need no maintenance operations and are sensitive to small disturbances.

Finite element method for stress analysis by ALGOR program

Presentation of ALGOR program

In order to establish the compatibility pf the analyzed model, several analytical techniques are available. The Superview IV Results program permits access to these techniques, offering, at the same time, both gross stresses, in local coordinates, and many values derived from them. The derived values include von Mises and Tresca criteria, stresses minimum and maximum principal, as well as, the elements specific results. Because the accuracy of analytical results depends on the way the digitization was chosen and MEF parameters were applied, Superview IV Results program offers an estimation of precision in common nodal points [6]. This value of precision helps to establish the model compatibility.

Further, the following stresses offered by the program, will be defined:

Von Mises stress

The results will be displayed under the form of Von Mises equivalent stresses. They can be displayed for surface elements (2-D, plates, etc.) and for volume elements.

The equation used is the following:

$$\sigma_e = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)} \tag{1.1}$$

Where, σ_x , σ_y and σ_z are axial stresses, in global directions, and τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{xz} (Fig. 1.1) are cross forces. The Von Mises stress is, always, positive. Depending on the stresses principal σ_1 , σ_2 and σ_3 , Von Mises equivalent stress is given by the relation:

$$\sigma_e = \sqrt{0,5 \cdot [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \tag{1.2}$$

Mohr Circle

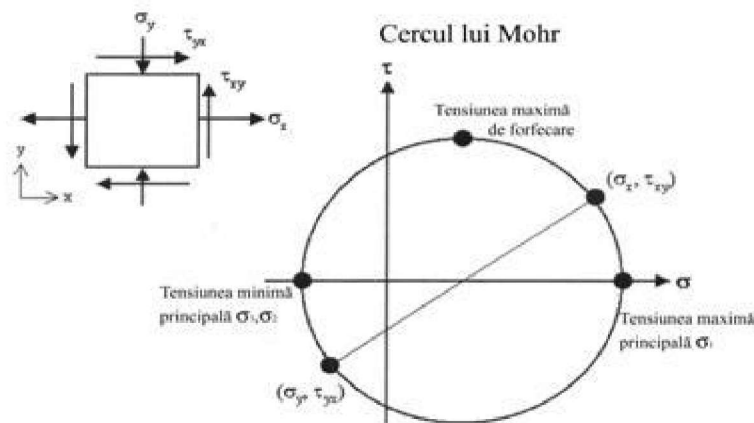


Fig. 1.1. Stress condition of an element and Mohr Circle - minimum principal stress (σ_3)

Displays the minimum principal stresses (σ_3). It can be displayed for surface elements (2-D, plates, etc.) and for volume elements. The sign (+) indicates an elongation and the sign (-), a compression (Fig. 1.1).

- intermediate principal stress (σ_2)

Displays the intermediate principal stresses (σ_2). This is the stress in normal direction, at stresses minimum and maximum principal. It can be displayed for surface elements (2-D, plates, etc.) and for volume elements. The sign (+) indicates an elongation and the sign (-), a compression (Fig. 1.1).

- maximum principal stress (σ_1)

Displays the maximum principal stresses (σ_1). It can be displayed for surface elements (2-D, plates, etc.) and for volume elements. The sign (+) indicates an elongation and the sign (-), a compression (Fig. 1.1).

- Stresses tensor

It displays, in the selected direction, the stress components. It, practically, uses both the stress tensor and the local components of stress. The stress tensor can be displayed for surface elements (2-D, plates, etc.) and for volume elements.

Direction xx – the components of the stress tensor which represents the normal stress in the direction x. The sign (+) indicates elongation, the sign (-), compression.

Direction yy – the components of the stress tensor which represents the normal stress in the direction y. The sign (+) indicates elongation, the sign (-), compression.

Direction zz – the components of the stress tensor which represents the normal stress in the direction z. The sign (+) indicates elongation, the sign (-), compression.

Direction xy – the components of the stress tensor which represents the shearing stress in the plane xy (x indicates the normal direction; y indicates the direction of the shearing stress). The sign (+) indicates elongation, the sign (-), compression.

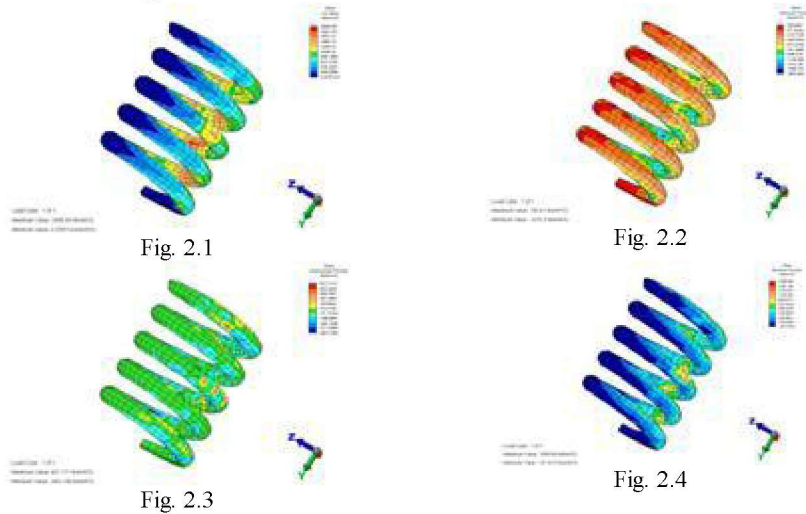
Direction yz – the components of the stress tensor which represents the shearing stress in the plane yz (y indicates the normal direction; z indicates the direction of the shearing stress). The sign (+) indicates elongation, the sign (-), compression.

Direction zx – the components of the stress tensor which represents the shearing stress in the plane zx (z indicates the normal direction; x indicates the direction of the shearing stress). The sign (+) indicates elongation, the sign (-), compression.

Calculation for Y25Lsdi bogie suspension helical springs

The calculation was done for the helical springs of the bogie suspension, used for freight cars, with coils having a diameter of $\varnothing 31\text{mm}$. The load impact type is of axial compression. The analyzed spring was supported, in transversal section, on the end of the bogie pivot, the compression forces being applied on the opposite end, according to the operational situation.

The spring was digitized in volume elements (brick and tetrahedron), with 3483 nodal points, having 7485 digitization elements; the force applied was of 49000N.



The mechanical characteristics of 50CrV4 steel used for springs are the following:

yield limit $R_{p0.2} = 1511 \text{ N/mm}^2$

fracture strength $R_m = 1636 \text{ N/mm}^2$

The maximum tensile stresses, in all analyzed situations, are with, at least, 24% under the yield limit value of 1511 N/mm^2 , this way, the possibility of a crack occurrence being eliminated.

The results are presented in Table 2.1 and in figures 2.1 – 2.4

Table 2.1.

Calculated stresses	Spring $\varnothing 31\text{mm}$	
	$\sigma_{\max} [\text{N/mm}^2]$	$\sigma_{\min} [\text{N/mm}^2]$
Von Mises stresses	1672	0,27
Stresses maximum principal	1150	-28,14
Stresses intermediate principal	408	-37,17
Stresses minimum principal	156,40	-1128,58

The spring camber is of 100mm.

A theoretical calculation, obviously, demonstrates that, since the admissible values required by the materials used for fabrication are not exceeded, the spring will resist in operation.

Endurance tests

Table 3.1 presents the pulse operation of $\Phi 31$ mm metallic helical springs used for Y25Lsdi bogie suspension, at freight cars [5], [9].

The endurance tests presented in Table 3.1 were performed in accordance with German norms DB no. Fwg 696.0.02.023.002. These norms comply with the European ones.

Table 3.1

Compression springs (exterior $\Phi 31$)					
Load increment	Length under static load [mm]	Upper stroke [mm]	Lower stroke [mm]	Stroke [mm]	Number of cycles
1.	$L_1 = 200$	$L_0 = 210.5$	$L_u = 189.5$	± 10.5	2.0×10^6
2.	$L_1 = 200$	$L_0 = 212.6$	$L_u = 187.4$	± 12.6	1.0×10^6
3.	$L_1 = 200$	$L_0 = 216.7$	$L_u = 183.3$	± 16.7	1.0×10^6

During the endurance tests, the pulse operation was checked-up and the number of cycles was counted. The results of these tests are presented in Table 3.2.

Table 3.2.

Compression springs (exterior) $\Phi 31$		
Spring no.	Number of cycles	Remarks
1	4000000	Load increment 1-3 passed
2	4000000	Load increment 1-3 passed
3	4000000	Load increment 1-3 passed

Analyzing the experimental results, we have come to the conclusion that the $\dots 31$ mm springs positively answered to the endurance tests and, that no defects, cracks or fractures were found out.

Conclusions

As a conclusion, we may state that the $\Phi 31$ mm springs have presented calculated stresses positioned within the limits imposed by the mechanical characteristics of 50CrV5 steel. A corresponding reliability of these types of elastic elements for railway vehicles bogies can be obtained and guaranteed by means of strictly observing the mechanical characteristics of the material. In other words, an adequate reliability can be obtained by means of observing the manufacturing technology, the thermal treatment rules, as well as, the peening treatment technology.

Bibliography: 1. Ayadi S., Hadj-Taieb E., Phuvinage G. The numerical solution of strain wave propagation in elastical helical springs. 2. Ayadi S., Hadj-Taieb E. Simulation numerique du comportement dynamique lineaire des resorts helicoidaux, Transactions of the Canadian Society of Mechanical Engineering In Press, 2006. 3. Becker L.E., Chassie G.G., Cleghorn W.L. On the natural frequencies of helical compression springs, International Journal of Mechanical Sciences, vol 44, 2002, p. 825-841. 4. Chou P.C., Mortimer R.W. Solution of one dimensional elastic wave problems by the method of characteristics, Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME, vol 34, 1967, p.745-750. 5. Copaci I., et all. Strength at variable loads which occur in railway vehicles operation, Publishing House MIRTON, Timisoara, 2005. 6. Dammak F., Taktak M., Abid S., Dhied A., Haddar M. Finite element method for the stress analysis of isotropic cylindrical helical springs, European Journal of Mechanics A/Solids 24, vol 12, 2005, p. 1068-1078. 7. Popa Dorel "Contributions to the wagons springs reliability improvement", Paper no. 3 to the doctorate thesis "Methods of improving the characteristics and reliability of railway vehicles springs". 8. Sebesan I., Hanganu D. Design of railway vehicles suspensions, Technical Publishing House Bucharest, 1993. 9. Tanasoitu A. Influence of railway vehicles supportirg structures elasticity upon the guiding/direction security, PhD thesis, Bucharest, 2006.

Поступила в редакцию 15.05.09

В.А. Залого, д-р техн. наук, В.М. Нагорный, канд. техн. наук,
К.А. Дядюра, канд. техн. наук, А.В. Ткаченко, О.А. Залого, Сумы, Украина,

ОБЕСПЕЧЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ БУМАГОРЕЗАЛЬНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ ДИАГНОСТИКИ ТЕКУЩЕГО СОСТОЯНИЯ И ИНФОРМАЦИОННОГО СОПРОВОЖДЕНИЯ НА ЭТАПАХ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА ОБОРУДОВАНИЯ

У даній статті розглядаються питання діагностування паперорізального обладнання на основі контролю параметрів віброакустичного сигналу, що генерується процесом різання поліграфічних матеріалів. Проблема полягає в створенні методів і засобів діагностування технічного стану комплексу різання поліграфічних матеріалів «процес-обладнання-інструмент», орієнтованих на безперервний інформаційний супровід впродовж всього життєвого циклу, починаючи від зародження ідеї і формування технічного завдання і до утилізації. Запропонована методика дозволить перейти від календарно-планової технології обслуговування машин до технології обслуговування їх по фактичному стану ріжучого інструменту.

In this article the questions of diagnosing of paper-cutting equipment are examined on the basis of control of parameters of vibroacoustic signal, cutting of polydiene materials generated a process. A problem consists in creation of methods and facilities of diagnosing of the technical state of complex of cutting of polydiene materials «process-equipment-instrument», oriented to continuous informative accompaniment during all of life cycle, beginning from an origin ideas and formings of requirement specification and to utilization. The offered method will allow to pass from the calendar-planned technology of maintenance of machines to technology of service them on the actual state of toolpiece.

Введение. Анализ перспектив развития полиграфического производства показывает, что возрастающие требования к точности и качеству выпускаемой продукции, в свою очередь, определяют совершенствование технологий. В настоящее время все более широкое применение находит дорогостоящее автоматизированное бумагорезальное оборудование с микропроцессорным управлением.

Расширение круга задач, решаемых полиграфическими предприятиями, повышает требования к массогабаритным показателям и показателям надежности и качества современных бумагорезальных машин.

Одним из важнейших обобщающих свойств, по которому оценивается целесообразность применения того или иного оборудования, является его надежность.

Надежность зависит от сочетания свойств: безотказности (свойство бумагорезальных машин выполнять требуемую функцию при заданных условиях в течение заданного интервала времени), долговечности (свойство бумагорезальных машин сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонта), ремонтпригодности (приспособленность к быстрому, удобному проведению ремонта) и сохраняемости (свойство бумагорезальных машин непрерывно сохранять (в заданных пределах) значения установленных для них показателей качества во время и после хранения и при транспортировке). Надежность закладывается на этапе проектирования и изготовления оборудования и поддерживается на заданном уровне в процессе его эксплуатации.

Вероятность безотказной работы технологической системы принято оценивать как вероятность безотказной работы ее элементов [1]

$$P(t) = P_1 \cdot P_2 \cdot \dots \cdot P_n = \prod_{i=1}^n P_i \quad (1)$$

где n – количество структурных элементов технологической системы.

Ремонтпригодность определяется временем восстановления [2]:

$$T_B = T_H + T_Y \quad (2)$$

где T_B – время восстановления технологического оборудования; T_H – время поиска дефекта; T_Y – время устранения дефекта.

Время восстановления играет важную роль в обеспечении коэффициента готовности K_G , который регламентируется техническим заданием на оборудование

$$K_G = \frac{T_H}{T_H + T_B} \quad (3)$$

где T_H – время наработки между отказами.

Время устранения дефекта T_Y для выбранного конструктивного исполнения может быть определено заранее и приниматься за постоянную величину.

$$T_Y = const$$

Как правило $T_B \gg T_Y$, при этом $K_G \approx 1$.

Постановка задачи. Традиционный подход к обеспечению требуемого срока службы (т.е. предельного времени от начала потребления и эксплуатации, в течение которого он функционирует с требуемой эффективностью, включая время работы по прямому назначению) в жизненном цикле изделия базируется в основном на статистическом представлении указанного периода. Однако, современные условия, характеризующиеся высокой степенью динамичности, делают такой подход не всегда обоснованным. Известно, что индивидуальное техническое состояние изделия формируется, главным образом, в процессе его изготовления. Вместе с тем, в процессе эксплуатации это техническое состояние находится под воздействием как факторов, направленных на его изменение, так и факторов, направленных на его восстановление. Совокупность этих воздействий, а также форм и методов их реализации

представляют одно из важнейших направлений в исследовании эффективного управления состоянием технических систем.

Рассмотрим решение задачи оценки и прогнозирования технической эффективности машиностроительного изделия на примере бумагорезальной машины. Для данного типа оборудования это особенно актуально, поскольку подобных исследований для них ранее не проводилось.

Целью данной работы является поиск новых подходов, лежащих в основе принятия решений по обеспечению требуемого срока службы подобного специфического полиграфического оборудования. Одним из наиболее перспективных, в настоящее время, является подход, основанный на учете (контроле) реального технического состояния машины в любой момент времени ее работы и, соответственно, принятии адекватного этому состоянию решения – восстановления работоспособности, если это возможно, остановки машины и т.п. Это, в принципе, возможно только за счет внедрения эффективных методов диагностирования технического состояния машины. Рассматривая эффективность организации процессов жизненного цикла (ЖЦ) бумагорезального оборудования на этапах: НИР, проектирования, производства и эксплуатации можно отметить следующую последовательность определения его текущего состояния (рис. 1).

Рассматривая эффективность организации процессов ЖЦ бумагорезального оборудования можно отметить информационные «разрывы», связанные с разным информационным обеспечением конструктора, технолога, производителя и эксплуатационника.

Понимание этого обусловило интерес к созданию интегрированной информационной системы ЖЦ. Проблема заключается в создании методов и средств диагностирования технического состояния комплекса резания полиграфических материалов «процесс-оборудование-инструмент», ориентированных на непрерывное информационное сопровождение на протяжении всего ЖЦ, начиная от зарождения идеи и формирования ТЗ и до утилизации. При этом организация ЖЦ должна базироваться на следующих принципах:

- информация о состоянии технологической системы (оборудования) должна быть доступна на каждом из этапов ЖЦ;
- информационные данные на протяжении всего ЖЦ должны быть регулярными (равномерными);
- регламентирование и упорядочение работ по диагностическому обеспечению этапов ЖЦ.

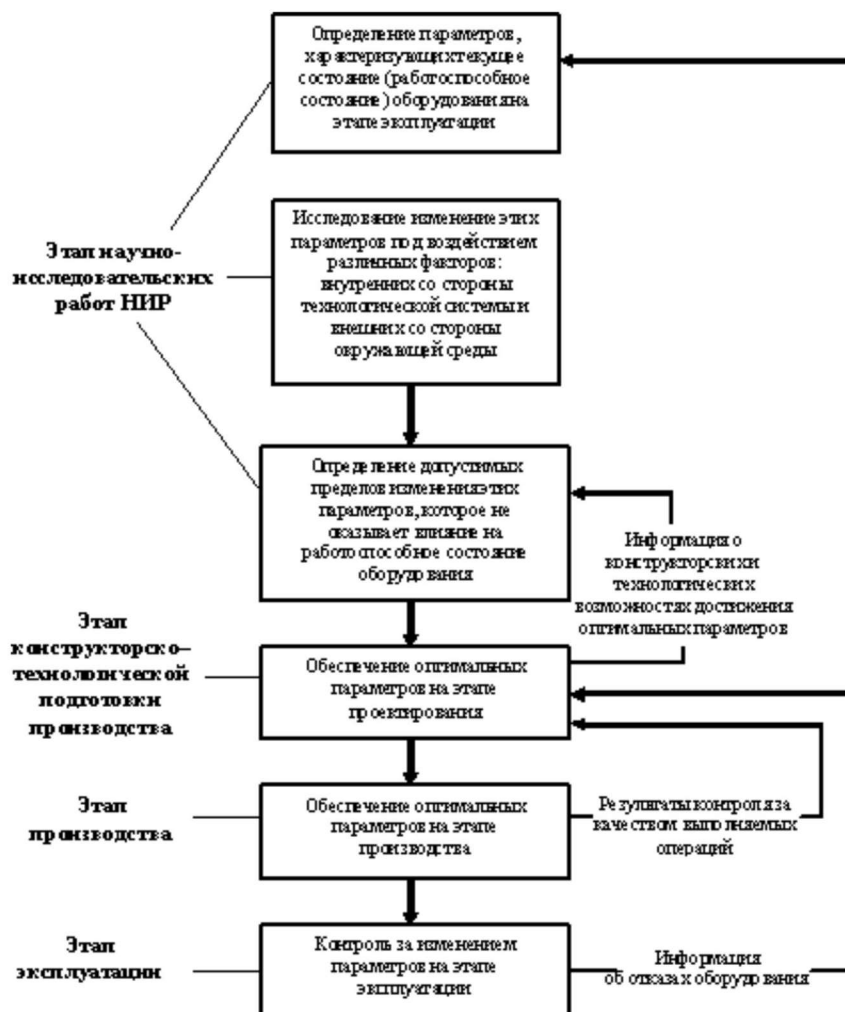


Рис. 1. Последовательность определения текущего состояния оборудования на различных этапах его ЖЦ

Результаты исследований. Диагностические средства и методы диагностирования являются неотъемлемой частью автоматизированных производственных систем, включающих, в том числе, и бумагорезательное оборудование. Автоматический контроль состояния бумагорезательного оборудования позволяет:

- повысить надежность процесса резки полиграфических материалов;

- определять правильность его протекания;
- автоматически восстанавливать работоспособность оборудования при отказах инструмента;
- уменьшить расход инструмента;
- улучшить качество обработки и сократить брак;
- предохранить механизмы и узлы бумагорезальной машины от потери точности и преждевременной поломки;
- повысить режимы обработки.

При этом особое внимание следует уделять режущему инструменту - ножу, так как несвоевременное обнаружение отказов инструмента может иметь самые различные последствия - от появления брака до аварии оборудования.

Этот вопрос может решаться несколькими путями:

- созданием систем, контролирующих только работоспособность инструмента перед началом выполнения процесса резания;
- фиксацией поломок инструмента в процессе обработки;
- периодической или непрерывной оценкой износа инструмента с целью коррекции условий обработки и прогнозирования его остаточного ресурса.

Рабочие поверхности бумагорезального ножа в процессе резания подвергаются действию разнообразных нагрузок, в результате чего они разрушаются. К основным видам нарушений работоспособности режущего инструмента относят степень его изнашивания и соответствующее ему ухудшение, по мере увеличения износа, технического состояния инструмента, характеризующегося, в определяющей мере, качеством его рабочих поверхностей. Методы контроля износа ножа подразделяются на *прямые* и *косвенные* (рис. 2).

Как показывают результаты исследований [3], в начальный период работы нового бумагорезального ножа идет повышенный размерный износ, затем - стабильный период нормального износа, практически пропорциональный пути резания, а в конце - катастрофический износ. При этом особенно важно учитывать тот факт, что на практике заказы в типографию поступают в случайные моменты времени, вызывая тем самым чередование периодов избыточности нагрузки и, наоборот, недозагрузку бумагорезального оборудования.

В связи с этим может повышаться процент брака при работе в начальный и конечный периоды работы ножа. Это, в свою очередь, приводит к уменьшению производительности технологической системы «процесс-оборудование-инструмент» при обработке полиграфических материалов.

Попытки практического применения универсальных методов диагностирования для бумагорезального оборудования сталкиваются с серьезными трудностями при учете тех или иных конкретных особенностей объектов диагностирования, что, как правило, делает невозможным их широкое применение.



Рис. 2. Методы контроля износа бумагорезального ножа

В данных исследованиях в качестве источника диагностической информации использовался акустический сигнал, генерируемый процессом резания бумаги. При исследовании акустических сигналов определялся их спектральный состав с последующим анализом характера изменения величины спектральных пиков по мере износа ножа. На основе получаемого при этом прогноза фактической стойкости ножа (Тф) оценивалось его текущее состояние [3,4].

При этом исходили из следующих предпосылок. В общем случае зависимость текущего состояния $x(t)$ от начального $x(t_0)$ можно записать в виде [5] $x(t) = F[x(t_0)]$, где F - детерминированный закон (или оператор), который осуществляет строго однозначное преобразование начального состояния $x(t_0)$ в будущее $x(t)$ для любого $t > t_0$. Этот закон может представлять собой функцию, дифференциальное или интегральное уравнение, или некоторое правило, заданное таблицей, графиком и т.д. Главное, чтобы закон F однозначно трансформировал начальное состояние (причину) в будущее состояние (следствие), т.е. в нашем случае прогнозировал фактическую стойкость ножа.

При выборе модели износа ножа опирались на протекающие при этом физические процессы износа. Фактическая стойкость инструмента $T\Phi$ определялась по результатам аппроксимации изменения во времени максимального уровня акустического сигнала A графиком следующей аналитической зависимости, отражающей физику износа

$$A = A_0 \left[1 + \beta \cdot \left(\frac{t - t_{\Phi 0}}{T\Phi - t_{\Phi 0}} \right)^{n,n} \right], \quad (4)$$

где $T\Phi$ – искомая стойкость инструмента (мин); A_0 – уровень акустического сигнала в начале резания ножом при наработке t_0 (дБ); t – наработка ножа на текущее время диагностирования его состояния (сут).

График функции (4) и экспериментальные точки приведены на рис.3, а оценка текущего состояния ножа на момент наработки $t = 21$ сутки приведена в таблице 1.

Таблица 1 – Оценка текущего состояния режущего инструмента

Текущая наработка инструмента t , сут	Состояние инструмента	Степень поврежденности Q	Надежность инструмента P	Скорость изменения технического состояния	Наработка инструмента до замены $T\Phi$, сут
21	Требуется улучшения	0.5971	0.4029	Недопустимая	0.8 ... 2.0

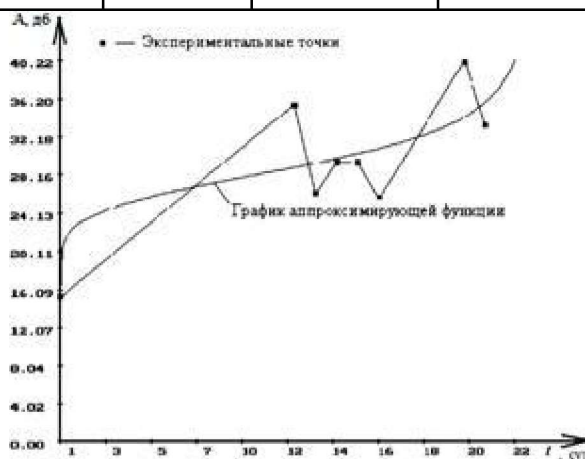


Рис. 3. Изменение уровня акустического сигнала в зависимости от износа бумагорезального ножа

Выводы.

Фактическое состояние оборудования на каждом из этапов жизненного цикла можно оценивать только за счет внедрения эффективных методов и средств непрерывного контроля и диагностирования его технического состояния. Для повышения эффективности организации всего ЖЦ бумагорезальных машин необходимо решать вопросы диагностического обеспечения, начиная с самых ранних этапов проектирования.

Предлагаемая методика диагностирования бумагорезального оборудования на основе контроля параметров виброакустического сигнала, генерируемого процессом резания, позволит перейти от календарно-плановой технологии обслуживания машин к технологии обслуживания их по фактическому состоянию режущего инструмента. Это повысит эффективность использования бумагорезального оборудования за счет исключения, с одной стороны, непредвиденных остановок из-за брака и, с другой стороны, ненужных остановок на ремонт по графику предупредительно-плановых ремонтов.

Список литературы: 1. Канарчук В.С., Полянский С.К., Дмитриев М.М. Надійність машин: Підручник. – К.: Либідь, 2003. – 424 с. 2. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с. 3. Залого В.А., Нагорный В.М., Дядюра К.А. Повышение эффективности процесса резания полиграфических материалов на основе диагностики текущего состояния ножа по акустическому сигналу // Високі технології в машинобудуванні: Збірник наукових праць НТУ «ХП». – Харків, 2008. – Вип. 2(17). – С. 142-147. 4. Дядюра К.А., Зинченко Р.Н., Нагорный В.В. Оптимизация механической обработки адаптивным управлением на основе анализа шума резания // Компрессорное и энергетическое машиностроение – Сумы, 2008 - №3(13) – С. 63-69. 5. Анищенко В.С. Динамические системы // Соревский образовательный журнал. – 2000, т.6 №6 С. 105-109.

Поступила в редколлегию 16.02.09

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»
Ministry of Education & Science of Ukraine
National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»

ВИСОКІ ТЕХНОЛОГІЇ В МАШИНОБУДУВАННІ HIGH TECHNOLOGIES OF MACHINE-BUILDING

*Збірник наукових праць НТУ «ХПІ»
Printed scientific works NTU «KhPI»*

Харків – 2009
Kharkiv – 2009

**Високі технології в машинобудуванні: Збірник наукових праць НТУ «ХПІ». –
Харків, 2009. – Вип.1 (18). – 214 с.**

**Державне видання
Свідоцтво Державного комітету телебачення і радіомовлення України
КВ № 7839 від 8 вересня 2003 року**

В збірнику представлені наукові праці, які присвячені вирішенню проблем в області високих технологій машинобудування. Розглянуті питання екологічно безпечного виробництва, сучасного інструментального забезпечення, використання 3D моделювання для конструювання інструментальних та робочих поверхонь, контролю поверхонь, які отримані за допомогою нанотехнологій, технологій мінімізації подання ЗОТС та ін. Для фахівців в області машинобудування, науково-технічних працівників і студентів.

В сборнике представлены научные труды, которые посвящены решению проблем в области высоких технологий машиностроения. Рассматриваются вопросы экологически безопасного производства, современного инструментального оснащения, применения 3D моделирования для конструирования инструментальных и рабочих поверхностей, контроля поверхностей, полученных с помощью нанотехнологий, минимизации СОТС и др.

Для специалистов в области машиностроения, научно-технических работников и студентов.

The scientific works are shown in the accumulator, which one are dedicated to solution of problems in the field of high technologies of machine-building. The problems of ecological secure production, modern tool equipment, application 3D of simulation for constructing tool and working surfaces, monitoring of surfaces obtained by nanotechnologies, minimization of supply coolant etc. are considered.

For specialists from machine-building field, scientists, technologists and students.

Im Sammelband sind die wissenschaftliche Werke im Gebiet Hochtechnologien im Maschinenbau zusammengestellt. Neue Frage der Werkzeugausrüstung Hochtechnologien, der 3D-Imitation Werkzeug- und Arbeitsoberflächen, der Präzisionsbearbeitung, der Prüfung Superpräzisionsoberflächen von optischen Teilen, der

Minimierung des Verbrauchs Schneidflüssigkeiten usw. sind behandelt.
Für die Fachleute in der Branche Maschinenbau, für die wissenschaftlichen Mitarbeiter und Studenten.

Редакційна колегія: *Верезуб М.В., д.т.н. (відповідальний редактор), Пупань Л.І. (зам. відповідального редактора), Доброскок В.Л., д.т.н., Залога В.О., д.т.н., Зубар В.П., проф., Мовшович О.Я., д.т.н., Пермяков О.А., д.т.н., Тимофеев Ю.В. д.т.н., Турманідзе Р.С., д.т.н., Узунян М.Д., д.т.н., Фадеев В.А., проф., Федорович В.О., д.т.н., Склярова О.В. (відповідальний секретар).*

Матеріали відтворено з авторських оригіналів

© Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»
2009

Наукове видання

Високі технології в машинобудуванні

Збірник наукових праць НТУ «ХПІ»

Упорядник

проф. Грабченко А.І.

Оригінал-макет

Склярова О.В.

Підп. до друку 10.07.2009 р. Формат 60x84 1/16. Папір Сору Рарет.
Друк - ризографія. Гарнітура Таймс. Умов.друк.арк. 10,0.
Облік.вид.арк. 11,0. Наклад 300 прим. 1-й завод 1-100. Зам. №
Ціна договірна.

Видавничий центр НТУ «ХПІ»
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК № 116 від 10.07.2000 р.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21

Друкарня ДП ХМЗ "ФЕД"
61023, м. Харків, вул. Сумська, 132