

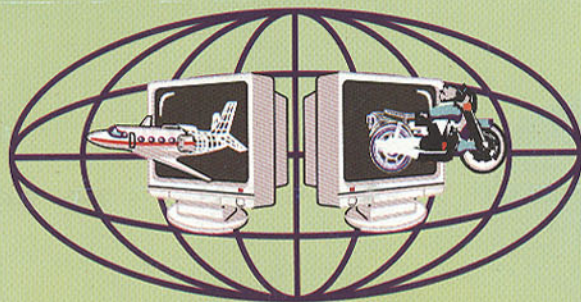


**ДОНЕЦКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Международный
сборник научных трудов**

ВЫПУСК 18



ДОНЕЦК - 2001

**ДОНЕЦКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**

ПРОГРЕССИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И СИСТЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ

**Международный
сборник научных трудов**

Выпуск 18

ДОНЕЦК - 2001

Прогрессивные технологии и системы машиностроения: Международный сб. научных трудов. – Донецк: ДонГТУ, 2001. Вып. 18. – 218 с.

ISBN 966-7907-00-7

В международном сборнике научных трудов представлены некоторые вопросы теории и практики обработки изделий прогрессивными методами, показаны достижения и пути развития технологического оборудования, оснастки и металлорежущего инструмента. Рассмотрены отдельные аспекты автоматизации производственных процессов и надежности технологического оборудования. Освещены современные проблемы материаловедения в машиностроении.

В данном сборнике публикуются ученые и ведущие специалисты из Украины, стран ближнего и дальнего зарубежья. Предназначен для научно-технических работников, ИТР и специалистов в области машиностроения.

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Минаев А.А. (председатель, Украина), Михайлов А.Н. (зам. председателя, Украина), Ищенко А.Л. (секретарь, Украина), Богуславский В.А. (Украина), Бутенко В.И. (Россия), Бухач А. (Польша), Войнаровский Ю. (Польша), Гавриш А.П. (Украина), Горобец И.А. (Украина), Гусев В.В. (Украина), Данек Я. (Чехия), Зиновьев Н.И. (Украина), Ивченко Т.Г. (Украина), Калафатова Л.П. (Украина), Каспер Р. (Германия), Лукичев А.В. (Украина), Малышко И.А. (Украина), Матвиенко А.В. (Украина), Матюха П.Г. (Украина), Мизин Б.М. (Украина), Муравья Е.С. (Украина), Навка И.П. (Украина), Нечепасев В.Г. (Украина), Новиков Н.В. (Украина), Оливер Т. (Великобритания), Петраков Ю.В. (Украина), Седуш В.Я. (Украина), Струтинский В.Б. (Украина), Сулов А.Г. (Россия), Тернюк Н.Э. (Украина), Цокур В.П. (Украина), Шевченко Ф.Л. (Украина).

Публикуется по решению Ученого Совета Донецкого государственного технического университета (протокол № 5 от 26.06.2001 г.).

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонГТУ, кафедра ТМ.
Тел.: (0622) 93-60-02, факс: (0622) 93-60-02
E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua
http://www.dgtu.donetsk.ua

ISBN 966-7907-00-7

© Донецкий государственный
технический университет, 2001 г.

ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЁТ ГИБКОГО КОЛЕСА ВОЛНОВОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

Стрельников В.Н. (АО «НКМЗ», г. Краматорск, Украина)

By theory of elasticity method the solution about stress distribution in a flexible gear shell taking into account the influence of the edge effect has been obtained. The results of numerical solution of the problem of the strained state of the flexible gear of different thickness of the wave-type reduction gear of 160 cu.m. capacity, 220t weight of ore being charged, MGP 5500 x 7500 ore-grinding mill relining drive have been presented in the article.

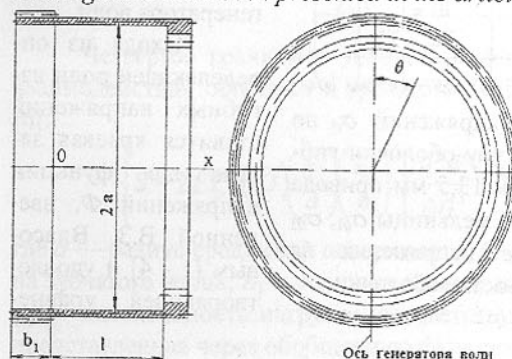


Рис. 1. Гибкое колесо волновой зубчатой передачи

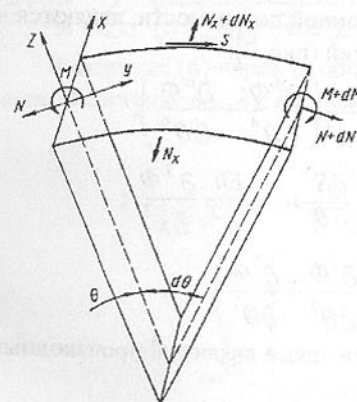


Рис.2. Силы и моменты, приложенные к элементу оболочки

Гибкое колесо представляет полый цилиндр, на одном конце которого нарезан зубчатый венец, на другом – шлицевый венец, связанные тонкостенной оболочкой (рис. 1). Особенностью деформирования зубчатого венца гибкого колеса является наличие зоны, свободной от действия генератора волн, что приводит к неравномерности распределения окружных

усилий в зубчатом венце. Цилиндрическая оболочка сглаживает неравномерность распределения окружных усилий, а также выполняет функции демфера. Механические и прочностные свойства оболочки во многом определяют нагрузочную способность и долговечность волновой передачи. Напряжённое состояние оболочки является результатом действия крутящего момента и краевого эффекта на стыке оболочки и зубчатого венца. Краевой эффект возникает в результате неравномерной деформации при контакте зубчатого венца и дисков генератора волн. Основ-

ными являются изгибные напряжения. В запас прочности примем, что на

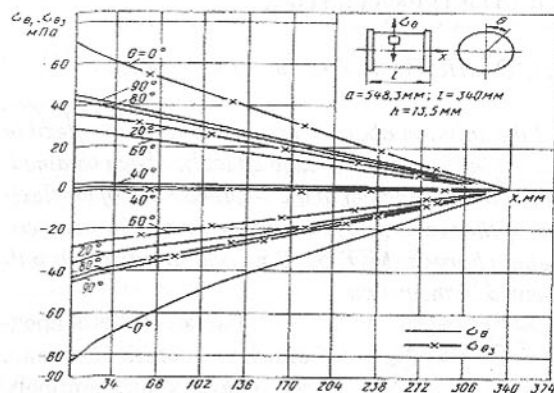


Рис. 3. Распределение напряжений σ_θ по внешнему и внутреннему контуру оболочки гибкого колеса с толщиной стенки 13,5 мм привода перефутеровки рудоразмольной мельницы $\sigma_{\theta 1}$, $\sigma_{\theta 2}$ соответствующие нормальные напряжения на внутренней и внешней поверхностях оболочки

нию:

$$\frac{\partial^4 \Phi}{\partial x^4} + \xi^2 \left(\frac{\partial^8 \Phi}{\partial \theta^8} + 2 \frac{\partial^6 \Phi}{\partial \theta^6} + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \theta^4} \right) = 0. \quad (1)$$

Усилия и моменты, приложенные к элементу оболочки, отнесенные к единице длины координатных линий срединной поверхности, являются частными производными функции напряжений (рис. 2):

$$N_x = \frac{Eh}{a} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2}; \quad N_\theta = \frac{Eh^3}{12a^4} \left(\frac{\partial^4 \Phi}{\partial \theta^4} + \frac{\partial^6 \Phi}{\partial \theta^6} \right);$$

$$M_\theta = -\frac{Eh^3}{12a^3} \left(\frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^4 \Phi}{\partial \theta^4} \right); \quad \frac{\partial S}{\partial \theta} = -\frac{Eh}{a^2} \frac{\partial^3 \Phi}{\partial x^3};$$

$$\frac{\partial S}{\partial x} = -\frac{Eh^3}{12a^4} \left(\frac{\partial^3 \Phi}{\partial \theta^3} + 2 \frac{\partial^5 \Phi}{\partial \theta^5} + \frac{\partial^7 \Phi}{\partial \theta^7} \right).$$

Деформации срединной поверхности также являются производными функции напряжений:

$$U = \frac{1}{2} \frac{\partial \Phi}{\partial x}; \quad v = -\frac{1}{a} \frac{\partial \Phi}{\partial \theta}; \quad w = \frac{1}{a} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial \theta^2}.$$

торцах оболочки действуют сосредоточенные силы, которые создают максимальную радиальную деформацию, равную максимальной деформации зубчатого венца при контакте с дисками генератора волн.

Исходя из определяющей роли изгибных напряжений ставится краевая задача для функции напряжений Φ , введенной В.З. Власовым [1 - 4] и удовлетворяющей уравне-

Функция напряжений определена, если заданы условия на торцах. Так как на оболочку не действуют внешние осевые силы, а торцы зубчатых венцов свободны от нагрузки, можно принять, что осевые силы на торцах равны нулю:

$$(N_x)_{x=0} = 0; \quad (2)$$

$$(N_x)_{x=q} = 0, \quad (3)$$

где $q = l/a$ — безразмерный параметр.

Шлицевый венец сравнительно с оболочкой предполагается жестким. Считаем равным нулю смещения точек шлицевого венца в окружном направлении [5]:

$$(v)_{x=q} = 0. \quad (4)$$

Четвертое граничное условие получено из рассмотрения силового взаимодействия оболочки и зубчатого венца при деформации последнего [6]:

$$\left\{ S - 2E\xi^3 \left(\sqrt{3} \right) \left(\frac{b_1}{a} \right) \left(\frac{h_1}{h} \right)^3 \left(\frac{\partial^5 W}{\partial \theta^5} + 2 \frac{\partial^3 W}{\partial \theta^3} + \frac{\partial W}{\partial \theta} \right) + \frac{dq_n}{d\theta} \right\}_{x=0} = 0, \quad (5)$$

где a — радиус срединной поверхности; h — толщина оболочки; b_1 — ширина зубчатого венца; h_1 — толщина кольца, эквивалентного зубчатому венцу; q_n — интенсивность нагрузки, соответствующая сосредоточенным силам, представленная через обобщенную функцию Дирака.

Решение уравнения (1), удовлетворяющие граничным условиям (2—5), получено в виде ряда в разложении по косинусам:

$$\Phi = -\frac{\Delta_a}{R_\Delta} \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{ch m_k (2q - x) \cos m_k x - ch m_k x \cdot \cos m_k x (2q - x) \cos k \theta}{(ch 2m_k q - \cos 2m_k q) + \lambda_k (ch 2m_k q - \sin 2m_k q) k^2 (k-1)^2} \right\}. \quad (6)$$

В формуле (6) через Δ обозначена максимальная радиальная деформация. Величины m_k , λ_k , R_Δ подсчитываются по формулам:

$$m_k = k \sqrt{\frac{k^2 - 1}{2}} \xi; \quad \lambda_k = \frac{\left(\frac{a}{b_1} \right) \left(\frac{h}{h_1} \right)^3}{k \cdot \sqrt{2\xi(k^2 - 1)}};$$

$$R_\Delta = \sum_{k=2,4,\dots}^{\infty} \left\{ \frac{1}{(k^2 - 1)^2 \left[1 + \lambda_k \left(\frac{sh 2m_k q - \sin 2m_k q}{ch 2m_k q - \cos 2m_k q} \right) \right]} \right\}.$$

После подстановки выражения (6) в формулы для усилий и моментов, получим:

$$N_{\theta} = -\frac{2\Sigma\Delta\xi^3\sqrt{3}}{R\Delta} \times \sum_{k=2,4,\dots} \left\{ \frac{Chm_k(2q-x)\cos m_k x - Chm_k x \cos m_k(2q-x)k^2 \cos k\theta}{(Ch2m_k q - \cos 2m_k q) + \lambda_k(Sh2m_k q - \sin 2m_k q)k^2 - 1} \right\};$$

$$S = -\frac{4E\xi\Delta\sqrt{3}}{R\Delta} \times \sum_{k=2,4,\dots} \left\{ \frac{m_k}{[(Ch2m_k q - \cos 2m_k q) + \lambda_k(Sh2m_k q - \sin 2m_k q)]} [Shm_k(2q-x) \times \cos m_k x - Chm_k(2q-x)\sin m_k x - Chm_k x \cdot \sin m_k(2q-x) + Shm_k x \times \cos m_k x(2q-x)] \frac{\sin k\theta}{k^3(k^2-1)^2} \right\};$$

$$M_0 = \frac{2E(a\cdot\Delta)\xi^3\sqrt{3}}{R\Delta} \sum_{k=2,4,\dots} \left\{ \frac{[Chm_k(2q-x)\cos m_k x - Chm_k x \cos m_k(2q-x)] \cos k\theta}{[(Ch2m_k q - \cos 2m_k q) + \lambda_k(Sh2m_k q - \sin 2m_k q)k^2 - 1]} \right\};$$

Усилия N_x , N_{θ} , S и момент M могут быть рассчитаны при всех X , отличных от нуля. При $X=0$ в решениях для N_{θ} и S есть особенности, которые могут быть устранены с помощью предельного перехода. В результате преобразований получены рабочие формулы для расчета N_{θ} и S :

$$N_k = \frac{E\xi^3\Delta\sqrt{3}}{R\Delta} - \frac{2E\xi^3\Delta\sqrt{3}}{R\Delta} \sum_{k=2,4,\dots} \left\{ \frac{[(1+t^{-4mkq}) - 2e^{-2mkq} \cdot \cos 2m_k q]}{(k^2-1)} \times \cos k\theta \right\} + \frac{2E\xi^3\Delta\sqrt{3}}{R\Delta} \times \left\{ \frac{[\lambda_k - 2(\cos m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q)e^{-2mkq} + (1-\lambda_k)e^{-4mkq}]}{[(1+\lambda_k) - (\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q)e^{-2mkq} + (1-\lambda_k)e^{-4mkq}]} \cos k\theta \right\} \times \frac{2E\xi^3\Delta\sqrt{3}}{R\Delta} \sum_{k=2,4,\dots} \left\{ \frac{e^{-2mkq}[2\cos 2m_k q \cdot e^{-2mkq}]}{[(1+\lambda_k) - 2(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q)e^{-2mkq} + (1-\lambda_k)e^{-4mkq}]} \cos k\theta \right\};$$

$$S = \frac{E\xi^{2.5}\Delta\sqrt{6}}{2R\Delta} \left(\frac{\pi}{2} - \theta \right) + \frac{E\xi^{2.5}\Delta\sqrt{6}}{R\Delta} \times \sum_{k=2,4,\dots} \left\{ \left[\frac{1}{(k^2-1) + kVk^2-1} - [\lambda_k - 2(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q)e^{-2mkq} + (1-\lambda_k)e^{-4mkq}] \right] \frac{\sin k\theta/k}{[(1+\lambda_k) - 2(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q)e^{-2mkq} + (1-\lambda_k)e^{-4mkq}]} \right\} -$$

$$- \frac{E\xi^{2.5}\Delta\sqrt{6}}{R\Delta} \sum_{k=2,4,\dots} \left\{ \frac{2\sin 2m_k q + e^{-2mkq}}{k^2-1} \times \frac{\sin k\theta}{[(1+\lambda_k) - 2(\cos 2m_k q + \lambda_k \sin 2m_k q)e^{-2mkq} + (1-\lambda_k)e^{-4mkq}]} \right\}.$$

По заданным усилиям определяется напряженное состояние оболочек:

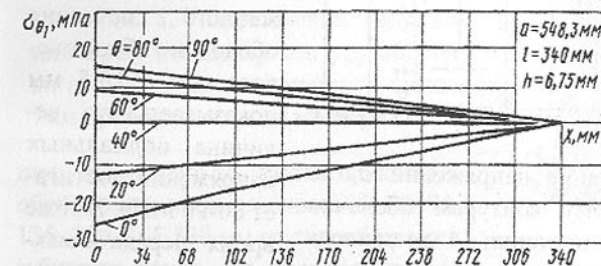


Рис. 4. Распределение напряжений σ_{θ} по внутреннему контуру оболочки гибкого колеса с толщиной стенки 6,75 мм привода перефутеровки рудоразмольной мельницы

соответствуют внутренней, срединной и наружной поверхностям оболочки.

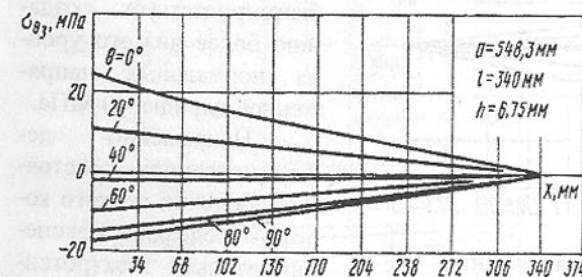


Рис. 5. Распределение напряжений σ_{θ} по внешнему контуру оболочки гибкого колеса с толщиной стенки 6,75 мм привода перефутеровки рудоразмольной мельницы

220т. В целях оптимизации конструктивных параметров гибкого колеса, расчет проводился в нескольких вариантах: для реальных редукторов и для редукторов с уменьшенной в два и более раз толщиной оболочки гибкого

$$\sigma_x = \frac{N_x}{h}; \quad (7)$$

$$\sigma_{\theta 1} = \frac{N_{\theta}}{h}, \frac{6M_{\theta}}{h^2}; \quad (8)$$

$$\sigma_{\theta 2} = \frac{N_{\theta}}{h}; \quad (9)$$

$$\sigma_{\theta 3} = \frac{N_{\theta}}{h} + \frac{6M_{\theta}}{h^2}; \quad (10)$$

$$\tau = \frac{S}{h}; \quad (11)$$

В формулах (8 — 10) напряжения $\sigma_{\theta 1}$, $\sigma_{\theta 2}$, $\sigma_{\theta 3}$

Рис. 4. Распределение напряжений σ_{θ} по внутреннему контуру оболочки гибкого колеса с толщиной стенки 6,75 мм привода перефутеровки рудоразмольной мельницы

Рис. 5. Распределение напряжений σ_{θ} по внешнему контуру оболочки гибкого колеса с толщиной стенки 6,75 мм привода перефутеровки рудоразмольной мельницы

220т. В целях оптимизации конструктивных параметров гибкого колеса, расчет проводился в нескольких вариантах: для реальных редукторов и для редукторов с уменьшенной в два и более раз толщиной оболочки гибкого

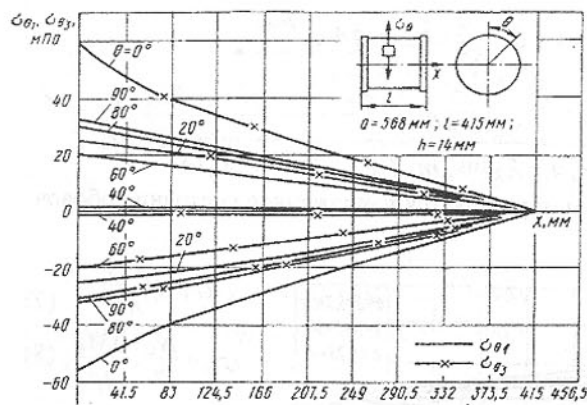


Рис. 6. Распределение напряжений σ_θ по внешнему и внутреннему контурам оболочки гибкого колеса с толщиной стенки 14 мм привода поворота миксера $\sigma_{\theta 1}$, $\sigma_{\theta 2}$ — соответствующие нормальные напряжения на внутренней и внешней поверхностях оболочки

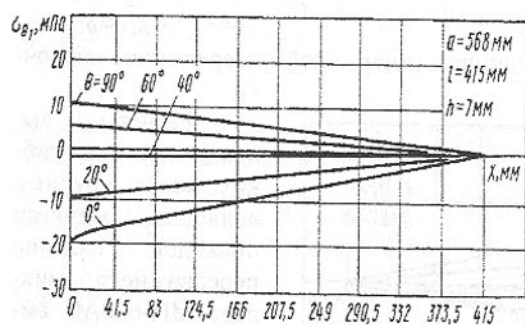


Рис. 7. Распределение напряжений σ_θ по внутреннему контуру оболочки гибкого колеса с толщиной стенки 7 мм привода поворота миксера

одноэлементные и многоэлементные тензорезисторы типа 2ФКТК и ФК—РБ, обладающие наиболее предпочтительными метрологическими свойствами, высокой стабильностью и надежностью производимых измерений. Тензорезисторы монтировались на внешней поверхности оболочки вдоль

колеса. Опасными оказались изгибные напряжения $\sigma_{\theta 1}$, $\sigma_{\theta 2}$, для которых построены графики распределения напряжений (рис. 3 — 8).

Расчет напряженного состояния оболочки гибкого колеса при $h=13,5$ мм показывает, что величина нормальных напряжений достигает 80–90 МПа. В тоже время передача максимального крутящего момента происходит при касательных напряжениях 20 МПа. Расчет краевого эффекта при толщине оболочки, уменьшенной в два раза ($h = 6,75$ мм), благоприятствует созданию более низкого уровня нормальных напряжений порядка 40 МПа.

Напряженно-деформированное состояние оболочки гибкого колеса определялось экспериментально электротензометрированием [7] (рис. 9). Использовались фольговые малогабаритные

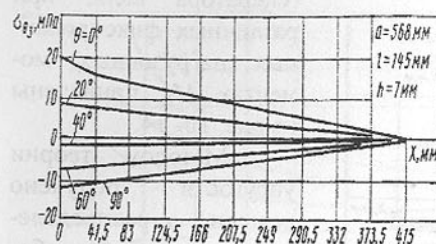


Рис. 8. Распределение напряжений σ_θ по внешнему контуру оболочки гибкого колеса с толщиной стенки 7 мм привода поворота миксера

двух диаметрально противоположных образующих на расстояниях: 15, 50, 70, 135, 200, 265, 330 мм от задней кромки зубчатого венца. От масляной ванны редуктора тензорезисторы герметизированы синтетическим покрытием.

Осциллографирование деформированного состояния гибкого колеса производилось при частоте вращения ведущего вала $1,667 \text{ с}^{-1}$ и нагрузочных

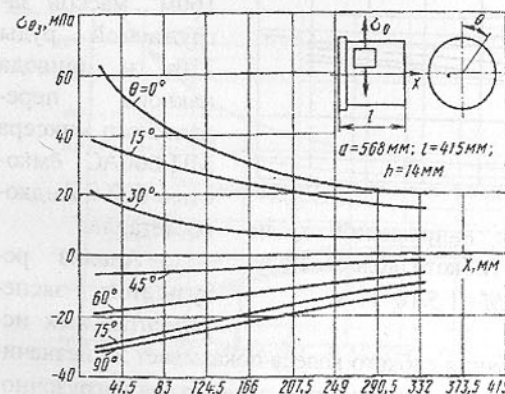


Рис. 10. Распределение напряжений σ_θ по внешнему контуру оболочки гибкого колеса привода поворота миксера, полученное тензометрированием при $M_2=0,2 \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$

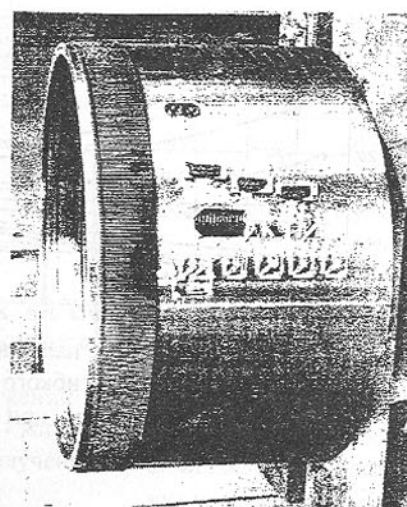


Рис. 9. Гибкое зубчатое колесо волнового редуктора привода наклона передвижного миксера МП — 600 с тензорезисторами, смонтированными на упругой цилиндрической оболочке

моментах $M_2=(0,2; 0,5; 1,5; 3,0; 4,0) \cdot 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. В результате обработки осциллограмм определены три компоненты напряжений на внешней поверхности оболочки по длине: нормальные напряжения σ_x вдоль образующей, σ_θ — в окружном направлении и касательные τ . Определяющими с точки зрения прочности оболочки, являются нормальные напряжения σ_θ , графические зависимости которых от угла поворота

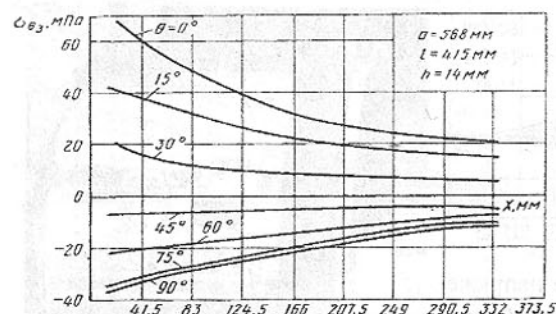


Рис. 11. Распределение напряжений σ_θ по внешнему контуру оболочки гибкого колеса, полученное тензометрированием при $M_2=0,2 \cdot 10^5$ Н·м

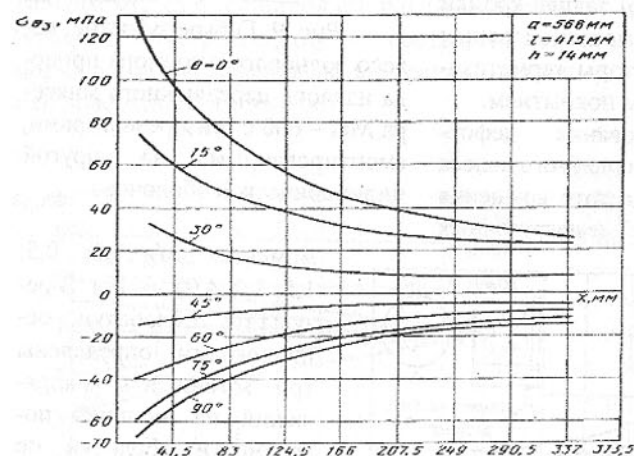


Рис. 12. Распределение напряжений σ_θ по внешнему контуру оболочки гибкого колеса, полученное тензометрированием, $M_2=1,5 \cdot 10^5$ Н·м

исследований напряжённого состояния гибкого колеса показывает на незначительность напряжений σ_x и τ , мало изменяющихся от действия нагрузочного момента M_2 . Нормальные напряжения σ_θ возрастают в 1,50 ... 2,15 раз с увеличением момента M_2 от $0,2 \cdot 10^5$ до $4 \cdot 10^5$ Н·м. При удалении точек гибкого колеса от зубчатого венца, радиальные деформации оболочки, возбуждаемые генератором волн – угасают. Снижается величина окружных на-

генератора волн, при различных фиксированных нагрузочных моментах M_2 , приведены на рис. 10-14.

Методом теории упругости получено решение о распределении напряжений в оболочке гибкого колеса с учётом влияния краевого эффекта. Приведены результаты численного решения задачи напряжённо - деформированного состояния гибкого колеса различной толщины волновых редукторов привода перефутеровки рудоразмольной мельницы МГР 5500 × 7500, объёмом 160 м^3 , массой загружаемой руды 220т и привода наклона передвижного миксера МП-600АС ёмкостью 600 т жидкого металла.

Анализ результатов экспериментальных ис-

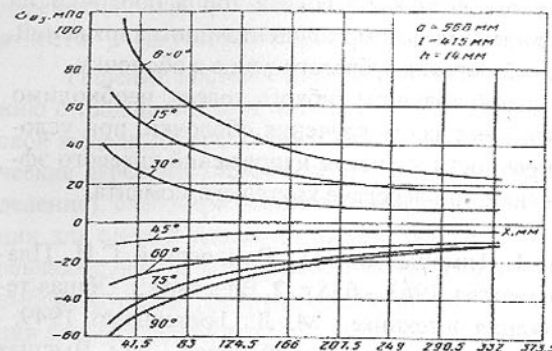


Рис. 13. Распределение напряжений σ_θ по внешнему контуру оболочки гибкого колеса привода поворота миксера, полученное тензометрированием, $M_2=3 \cdot 10^5$ Н·м

раз.

Растягивающие напряжения принимают максимальные значения в момент прохождения большой оси генератора волн через ось тензорезистора. Максимальные сжимающие напряжения возникают в момент отклонения малой оси генератора волн от оси тензорезистора на угол 40 ... 45°.

Сопоставительный анализ данных, полученных методом расчётов и с помощью экспериментов, даёт удовлетворительную сходимость полученных результатов.

Выводы:

1. Влияние краевого эффекта на напряжённое состояние гибкого колеса связано с напряжениями изгиба σ_θ и σ_ϕ , величина которых снижается при уменьшении толщины оболочки.

2. Максимальные напряжения,

Рис. 14. Распределение напряжений σ_θ по внешнему контуру оболочки гибкого колеса привода поворота миксера, полученное тензометрированием при $M_2=4 \cdot 10^5$ Н·м

связанные с краевым эффектом, возникают вблизи торца оболочки на стыке с зубчатым венцом. Учитывая фактор концентрации напряжений, следует предусмотреть плавный переход зубчатого венца в оболочку.

3. При выборе оптимальной толщины гибкого колеса, необходимо иметь минимально возможную жёсткость кручения оболочки, при условии обеспечения заданной прочности, с учётом напряжений краевого эффекта и касательных напряжений при передаче крутящего момента.

Список литературы: 1. Тимошенко С.П., Войновский С.И. Пластинки и оболочки. - М.: Физматгиз, 1963. - 635 с. 2. Власов В.З. Общая теория оболочек и её приложения в технике. - М., Л.: Гостехиздат, 1949. - 784 с. 3. Колкунов Н.В. Основы расчёта упругих оболочек. - М.: Высшая школа, 1963. - 278 с. 4. Демидов С.П. Теория упругости. - М.: Высшая школа, 1979. - 432 с. 5. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций. - М.: Машиностроение, 1977. - 486 с. 6. Руденко В.Н. О применении решений некоторых задач теории упругости для расчёта гибких деталей волновых передач. - В кн.: Волновые передачи. М.: МСИ, 1978. - с. 166 - 174. 7. Касаткин Б.С. и др. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений. - К.: Наукова думка, 1981. - 583 с.

Статья поступила в редакцию 14.04.2001 г.

ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ (ИСПЫТУЕМЫХ) ОБЪЕКТОВ ПРИ ОТСУТСТВИИ ОТКАЗОВ

Стрельников В.П., Стрельникова Л.В.

(ИПММС НАНУ, Ассоциация "Надежность", г. Киев, Украина)

The method of estimation of measures of reliability when testing (exploitation) without a failures in case DM-distribution of time to failure examined. The adequacy of the estimation method of reliability indices is shown.

На практике довольно часто имеет место задача оценки показателей надежности разного рода объектов, находящихся в подконтрольной эксплуатации (или на испытаниях) в течение длительного времени (наработки) и не имеющих отказов. Оценка показателей надежности необходима для принятия решения о сроках замены или профилактических мероприятий и др. В данной работе решается задача: на испытаниях (или в подконтрольной эксплуатации) находится N ($N \geq 3$) идентичных образцов, которые безотказно проработали в течение определенного времени (наработки) t_u ; показатели надежности этих объектов, в частности, вероятность безотказной работы (ВБР) $R(t_u)$ неизвестна. Необходимо определить показатели

надежности этих объектов для заданных требований доверительной вероятности β (двусторонней доверительной вероятности).

Решение поставленной задачи существенно упрощается по сравнению с традиционными методами, если использовать в качестве теоретической модели распределения наработки до отказа (ресурса) двухпараметрические вероятностно-физические модели отказов (диффузионные распределения), благодаря использованию дополнительной априорной информации для оценки одного из параметров распределения (параметра формы), совпадающего с коэффициентом вариации наработки. Рекомендации по выбору функции распределения отказов и значений коэффициентов вариации даны в стандарте [1].

Допустим, что в результате анализа отказов объектов-аналогов и других общих сведений установлено, что большую часть отказов составляют разного рода механические элементы. При этом разрушение элементов происходит вследствие усталости (объемной и (или) контактной) и механического износа ответственных деталей. На основании такой, достаточно общей априорной информации, в соответствии с [1] принимают решение о том, что в качестве теоретической модели отказов необходимо использовать DM -распределение, а область значений коэффициента вариации наработки (ресурса) с достаточно высокой достоверностью составляет $v = 0,4 \dots 0,7$, т.е. можно принять следующие оценки: $\underline{v} = 0,4$; $\bar{v} = 0,55$; $\bar{v} = 0,7$.

Как известно [2], в случае отсутствия отказов, нижней границей для неизвестной вероятности $R(t_u)$ является статистика:

$$\underline{P} = (1 - q)^{1/N}, \quad (1)$$

где q - доверительная вероятность, соответствующая одностороннему доверительному интервалу.

Связь между односторонней доверительной вероятностью q и двусторонней доверительной вероятностью β : $q = (1 + \beta)/2$.

Используя соотношение (1), определяют нижнюю доверительную границу эмпирической ВБР $\underline{P}$. Далее, приравнявая значение теоретической ВБР $R(t_u)$ и эмпирической ВБР, вычисляют нижнюю доверительную границу неизвестного параметра масштаба μ DM -распределения (при известном значении параметра формы v):

$$R(t_u) = \Phi\left(\frac{\mu - t_u}{v\sqrt{\mu t_u}}\right) = \underline{P}, \quad (2)$$

где $\Phi(\cdot)$ - функция нормированного нормального распределения; μ , $\bar{v}$ - соответственно, нижняя доверительная граница параметра масштаба и верх-

няя доверительная граница параметра формы DM -распределения.

Последнее соотношение сводится к следующему уравнению:

$$U_p = (\underline{\mu} - t_u) / (\bar{v} \sqrt{\underline{\mu} t_u}), \quad (3)$$

где U_p - квантиль нормированного нормального распределения уровня $\underline{P}$.

Решая уравнение (3), получаем:

$$\underline{\mu} = t_u \left(1 + \bar{v}^2 U_p^2 / 2 + \sqrt{1 + \bar{v}^2 U_p^2 / 4} \right) = t_u K_1(\underline{P}, \bar{v}), \quad (4)$$

где обозначено: $K_1(\underline{P}, \bar{v})$ - поправочный коэффициент, учитывающий эмпирическую вероятность отсутствия отказа.

Имея оценку нижней доверительной границы параметра масштаба DM -распределения, можно определить точечную оценку параметра масштаба по формуле [3]:

$$\bar{\mu} = \underline{\mu} \left(1 + \bar{v}^2 U_p^2 / 2N + \bar{v} U_p \sqrt{1/N + \bar{v}^2 U_p^2 / (4N^2)} \right) = t_u K_1(\underline{P}, \bar{v}) K_2(N, \bar{v}) \quad (5)$$

где обозначено: $K_2(N, \bar{v})$ - поправочный коэффициент, учитывающий объем выборки; $\bar{v}$ - среднее значение параметра формы (коэффициента вариации); U_p - квантиль нормированного нормального распределения уровня β .

Верхняя доверительная граница параметра масштаба DM -распределения вычисляется следующим образом:

$$\bar{\mu} = t_u K_1(\underline{P}, \bar{v}) [K_2(N, \bar{v})]^2. \quad (6)$$

Как известно, функция распределения наработки до отказа (ресурса) является наиболее полной характеристикой безотказности (долговечности) объектов. Таким образом, получив оценки параметров DM -распределения, можно определить необходимые показатели надежности эксплуатируемых (испытываемых) объектов [3,4]:

- точечную оценку, нижнюю и верхнюю доверительные границы средней наработки до отказа (ресурса, срока службы);
- точечную оценку, нижнюю и верхнюю доверительные границы гамма-процентной наработки до отказа (ресурса, срока службы);
- точечную оценку, нижнюю и верхнюю доверительные границы ВБР за любой интервал времени t , начиная с начала эксплуатации (испытаний).

Знание закона распределения наработки до отказа (ресурса) позволяет получить при необходимости и другие показатели надежности, например, остаточную наработку (ресурс) на любой момент наработки, производить расчет объема запасных частей и решать другие задачи надежности. В частности, среднее значение остаточной наработки (ресурса) $\pi(\tau)$ на любой фиксированный момент эксплуатации (суммарной наработки) τ вычисля-

ют по формуле [5]:

$$\pi(\tau) = \frac{\left[\mu \left(1 + \frac{v^2}{2} \right) - \tau \right] \Phi \left(\frac{\mu - \tau}{v \sqrt{\mu \tau}} \right) + \frac{\mu v^2}{2} e^{2v^{-2}} \Phi \left(-\frac{\mu + \tau}{v \sqrt{\mu \tau}} \right) + \frac{v \sqrt{\mu \tau}}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\tau - \mu)^2}{2\mu \tau}}}{\Phi \left(\frac{\mu - \tau}{v \sqrt{\mu \tau}} \right)} \quad (7)$$

Пример. С целью демонстрации методики и оценки адекватности метода решим типовую задачу. Поскольку в приводимом ниже примере конечные результаты известны, это дает основание для оценки точности прогнозирования по предлагаемому методу.

В качестве исходной информации используются известные результаты испытаний объектов (образцов из сплава В-95) при нагружении, обуславливающим процесс многоциклового усталости. Полный вариационный ряд и статистические характеристики (среднее и коэффициент вариации) приведены в стандарте [1] в Приложении Б (Выборка №4). Объем выборки $N=463$. Среднее выборочное значение $S=169040$ цикл. Коэффициент вариации $V=0,56$. Первый член выборки $t_1=44000$ цикл., последний член $t_{463}=690000$ цикл.

Постановка задачи. Необходимо с доверительной вероятностью $\beta=0,98$ определить показатели надежности, в частности, среднее значение ресурса и гамма-процентный ресурс уровня $\gamma=0,9$ при следующих условиях: $t_u=40000$ цикл.; отказов нет; принято известным значение коэффициента вариации: $v=\bar{v}=V=0,56$ ($\underline{v}=0,51$; $\bar{v}=0,61$). Требуется также определить среднее значение остаточного ресурса для образцов, не отказавших на момент наработки $\tau=300000$ циклов.

Решение задачи:

- 1) Определив значение доверительной вероятности $q=(1+\beta)/2=0,99$, вычисляем статистику $\underline{P}=(1-q)^{1/N}=(1-0,99)^{1/463}=0,99$.
- 2) Определяем из таблицы нормированного нормального распределения величину U_p по значению $\underline{P}=0,99$: $U_p=2,33$.

- 3) Вычисляем коэффициент пересчета $K_1(\underline{P}, \bar{v})$:

$$K_1(\underline{P}, \bar{v}) = 1 + \bar{v}^2 U_p^2 / 2 + \bar{v} U_p \sqrt{1 + \bar{v}^2 U_p^2 / 4} = 1 + (0,61)^2 (2,33)^2 / 2 + 0,61 \cdot 2,33 [1 + (0,61)^2 (2,33)^2 / 4]^{1/2} = 3,754.$$

- 4) Вычисляем коэффициент пересчета $K_2(N, \bar{v})$:

$$K_2(N, \bar{v}) = 1 + \frac{\bar{v}^2 U_p^2}{2N} + \frac{\bar{v} U_p}{\sqrt{N}} \sqrt{1 + \bar{v}^2 U_p^2 / 4} N =$$

$$=1+(0,56)^2(2,054)^2/926+0,56 \cdot 2,054/(463)^{1/2} [1+(0,56)^2(2,054)^2/1852]^{1/2}=1,05.$$

5) Вычисляем точечную оценку параметра масштаба DM -распределения ресурса:

$$\tilde{\mu} = t_u K_1(P, \tilde{\nu}) K_2(N, \tilde{\nu}) = 40000 \cdot 3,754 \cdot 1,05 = 157668 \text{ цикл.}$$

6) Вычисляем среднее (прогнозируемое) значение ресурса:

$$\tilde{T}_{cp} = \tilde{\mu} (1 + \tilde{\nu}^2 / 2) = 157668 [1 + (0,56)^2 / 2] = 182390 \text{ цикл.}$$

7) Вычисляем гамма-процентный (прогнозируемый) ресурс:

$$\tilde{T}_\gamma = \tilde{\mu} \left(1 + \tilde{\nu}^2 U_\gamma^2 / 2 - \tilde{\nu} U_\gamma \sqrt{1 + \tilde{\nu}^2 U_\gamma^2 / 4} \right) =$$

$$= 157668 \{ 1 + (0,56)^2 (1,282)^2 / 2 - 0,56 \cdot 1,282 [1 + (0,56)^2 (1,282)^2 / 4]^{1/2} \} = 76249 \text{ ц.}$$

8) Вычисляем среднее значение остаточного ресурса $\pi(\tau)$ образцов, не отказавших на момент наработки $\tau = 300000$ циклов, используя оценки параметров DM -распределения, полученные выше в примере при отсутствии отказов. Подставляем значения $\mu = \tilde{\mu} = 157668$, $\nu = \tilde{\nu} = 0,56$ и $\tau = 300000$ в формулу (7) и, произведя вычисления, получаем:

$$\pi(\tau) = \frac{-117610 \cdot \Phi(-1,1686) + 14540443 \cdot \Phi(-3,758) + 24547}{\Phi(-1,1686)} = 93610 \text{ цикл.}$$

Реальные характеристики рассматриваемой выборки следующие: среднее значение ресурса $T_{cp} = 169040$ цикл.; гамма-процентный ресурс $T_\gamma = 78000$ цикл.; среднее значение остаточного ресурса на момент наработки $\tau = 300000$ цикл. $\tilde{\pi}(\tau) = 93154$ цикл. [5].

Оценим погрешности вычисленных (прогнозируемых) показателей:

$$\delta_{T_{cc}} = \frac{|T_{cp} - \tilde{T}_{cp}|}{T_{cp}} 100\% = 7,8\%;$$

$$\delta_{T_\gamma} = \frac{|T_\gamma - \tilde{T}_\gamma|}{T_\gamma} 100\% = 2,2\%;$$

$$\delta_{\pi(\tau)} = \frac{|\pi(\tau) - \tilde{\pi}(\tau)|}{\pi(\tau)} 100\% = 0,5\%.$$

Таким образом, для приведенного реального случая и принятых условий задачи предлагаемый метод даёт достаточно точные прогнозируемые оценки показателей надёжности, получаемые по результатам безотказных испытаний.

Список литературы: 1. ГОСТ 27.005-97. Надёжность в технике. Модели отказов. Основные положения. Введ. 01.01.99. 43 с. 2. Надёжность технических систем: Справочник /Беляев Ю.К., Богатырев В.А., Болотин В.В. и др. /Под ред. И.А.Ушакова. М.: Радио и связь, 1985. 608 с. 3. ДСТУ

3004-95. Надёжность техники. Методы оценки показателей надёжности по экспериментальным данным. Введ. 01.01.96. 123 с. 4. Погребинский С.Б., Стрельников В.П. Проектирование и надёжность многопроцессорных ЭВМ. М.: Радио и связь, 1988. 168 с. 5. Стрельников В.П. Определение ожидаемой остаточной наработки при DM -распределении // Математические машины и системы. 2000. №1. С.94-100.

Статья поступила в редакцию 21.04.2001 г.

ВЫБОР БАЗОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ОБРАБОТКЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ

Сурнин Ю.М., Хаустова А.В. (ВНУ, г. Луганск, Украина)

The problem of choice of every possible surfaces, which can be used of main bases, is decided with use of the problem space. For choice of base surfaces and the shapings of packages of bases are developed technological rules, which are recorded in a knowledge base of a designing system.

В процессе изготовления детали каждая обрабатываемая поверхность (ОП) ориентируется определенным образом относительно направленных формообразующих движений инструмента. Ориентация ОП осуществляется посредством других поверхностей (баз), с которыми ОП связана и совокупность которых (может быть одна поверхность) называется комплектом баз (КБ). Задача выбора базовых поверхностей и формирования состава КБ является основополагающей для определения структур технологических операций и их последовательности в технологическом процессе. Вопросу выбора баз, размерному анализу ТП и на их основе определению состава и последовательности технологических переходов в операциях и в целом в технологическом процессе посвящено много работ, к основным из которых относятся работы Б.Е. Челищева, А.А. Саратова, И.А. Ивашенко и др. При решении указанных задач созданы математические, на основе теории графов, и логические, на основе теории алгебры логики, модели. Они обладают недостатками, рассмотренными в [1]. Поэтому в работе предлагается модель формирования КБ, приняв за основу методологию формирования маршрута обработки поверхности (МОП), изложенную в [2].

Для решения задачи выбора всевозможных поверхностей, которые могут использоваться в качестве основных баз, лишаящих деталь максимального числа степеней свободы при обработке той или иной поверхности, по аналогии с [2], используем пространство состояний. Формой описания состояний задачи будут графы $G^{\text{ж}}$, вершинами которых будут обра-

батываемые поверхности (P), а дугами – размеры и соотношения, связывающие эти поверхности ($\mathfrak{R}^{ij}$). Последовательностями дуг, в которых каждые две соседние дуги имеют общую концевую вершину, изображаются технологические размерные цепи. Для получения изделия с заданными точностными и геометрическими характеристиками необходимо для каждой пары его поверхностей P_v^i и P_v^j , связанных чертежным размером $\mathfrak{R}_v^{ij} = (P_v^i, P_v^j)$ с допуском δ_v^{ij} , построить цепь операционных размеров $\Pi_v^{ij} = P_v^i \dots P_v^j$, которая связывает P_v^i и P_v^j и удовлетворяет следующим условиям:

1. Сумма допусков $\delta_{v'}^i$ не должна превышать $\delta_{\mathfrak{R}}^{ij}$, т.е.

$$\sum_{v'}^L \delta_{v'}^i \leq \delta_{\mathfrak{R}}^{ij},$$

где L – число операционных размеров в цепи;

2. Локальная полустепень захода каждой вершины равна 1.

В общем случае для каждой пары поверхностей можно построить несколько цепей. При их построении используется методика, подробно изложенная в [3] и следующие правила.

П1. Через каждую базовую поверхность возможно провести три взаимно перпендикулярные плоскости, образующие систему координат детали (O, X, Y, Z).

П2. Каждая обрабатываемая поверхность в одном координатном направлении должна иметь ровно одну базу.

П3. Минимальное число звеньев размерной цепи, в которой в качестве звена выступает припуск, равно трем.

П4. В каждой размерной цепи может быть лишь одно звено, которое является припуском.

П5. В каждой размерной цепи в качестве звена должен быть выполняемый на рассматриваемом технологическом переходе размер.

П6. Размерная цепь, в качестве звена которой является конструкторский размер, должна иметь только один технологический размер и состоять из двух звеньев.

П7. Звено, которое является замыкающим размерной цепи, может быть только одно, то ли это конструкторский размер, то ли допуск на обработку.

П8. Для всех контуров $\Omega = \{a_i, a_j\}_w \subset G^{\mathfrak{R}}$, входящих в граф $G^{\mathfrak{R}}$, должно выполняться условие:

$$\forall \Omega \subset G^{\mathfrak{R}} - a_n = a_{jw} (a_n, a_{jw} \in \Omega),$$

что означает: для контуров, входящих в $G^{\mathfrak{R}}$, начальная вершина первой

дуги должна соответствовать концевой вершине последней дуги (условие замкнутости).

П9. Если за технологическую базу принимается поверхность, связанная с обрабатываемой поверхностью конструкторским размером или припуском, то одним из звеньев является неизвестный технологический размер, а другим – замыкающий размер (случай двухзвенной цепи).

П10. Если за технологическую базу принимается поверхность, не связанная с обрабатываемой поверхностью конструкторским размером или припуском, то к ней должно подходить ребро, означающее известные (выполненные ранее) технологические размеры или размер заготовки, а выходить ребро, связывающее базовую и обрабатываемую поверхности и соответствующее неизвестному (который выполняется) технологическому размеру.

Кроме этого, при выборе базовых поверхностей и формировании комплектов баз в базу знаний необходимо занести следующие правила:

П1. Деталь рассматривается как совокупность взаимосвязанных обрабатываемых и необрабатываемых поверхностей.

П2. В комплект баз должна входить исходная база, относительно которой посредством размера ориентирована обрабатываемая поверхность.

П3. Исходная база обрабатывается всегда раньше ориентируемой поверхности.

П4. Черновыми базами выбираются необрабатываемые поверхности, которые связаны размерами с ОП и позволяют удобно расположить заготовку на станке, приводят к равномерному распределению припуска на наиболее точные, ответственные поверхности детали. Понятие «удобное» расположение заготовки касается также промежуточных и чистовых баз и при оценке удобства необходимо принимать во внимание доступность обработки поверхностей в одну или несколько позиций, жесткость технологической системы, возможность использования универсальной или уже имеющейся специализированной оснастки, возможность применения опорного базирования, простоту размерной наладки станка и контроля детали в процессе обработки и пр. В различных ситуациях доминирующим может оказаться тот или иной критерий.

$$P^i \Rightarrow \{KB_q^i\},$$

где $q = \overline{1, Q}$, Q – количество комплектов баз для обработки $i^{ой}$ поверхности.

П5. Поверхность, которая должна получиться в результате обработки, не может быть базой

П6. Комплект баз должен состоять из таких поверхностей, к точкам которых (опорные точки) могут быть приложены силы, противодействующие

щие силам резания.

П7. Для каждой ОП может быть сформировано некоторое множество комплектов баз, т.е.

П8. Множество $\{KB_q^i\}$ может состоять из одного комплекта баз (элемента), но не может быть пусто, т.е. $\{KB_q^i\} \neq \emptyset$.

П9. Более предпочтительным является комплект баз, в состав которого входит меньшее число поверхностей. В этом случае упрощается схема установки детали на станке или конструкция приспособления.

П10. При формировании комплектов баз необходимо учитывать расположение баз относительно ОП с тем, чтобы не создавать неоправданных трудностей при проектировании приспособлений и при реализации технологических решений. Взаимное расположение баз и ОП следует учитывать как при установочном, так и при выверочном базировании.

П11. Комплекты баз должны составлять поверхности, сочетание которых позволит создать приспособления рациональной конструкции. Например, если использовать в качестве базы цилиндрическую поверхность, то удобно одновременно базировать деталь на торец, прилегающий к этой поверхности.

П12. При базировании на цилиндрические поверхности предпочтительнее следует отдавать комплектам баз, в состав которых входят более точные поверхности (имеется в виду фактическое состояние поверхности в момент ориентации детали).

П13. Не все поверхности могут использоваться в качестве технологических баз. Ограничениями использования поверхностей в качестве баз являются размерные характеристики поверхности, недоступность поверхности, т.е. принципиальная невозможность использования как базы опорного или выверочного базирования (например, внутренние полости корпусных деталей), неудобное или неприемлемое расположение базы относительно ОП. Например, расположение базы и ОП с одной стороны детали затрудняет ее ориентацию при опорном базировании и, наоборот, является удобным при выверочном базировании.

Таким образом, процесс решения задачи выбора базовых поверхностей аналогичен описанному в [2] и [4], и сводится к поиску оптимального пути на графе $G^{\mathcal{A}}$ при заданном критерии оптимальности. Критерием оптимальности могут быть различные параметры, описанные в работах Б.Е. Челищева, В.Г. Старостина и др.. Однако, исходя из того, что оптимальный технологический переход сформирован ранее, целесообразно критерием принять сумму стоимости оценок тех элементов себестоимости обработки изделия, которые в наибольшей степени зависят от выбранной совокупности технологических баз [3]:

$$C = \sum (c_{v1}^i + c_{v2}^i) \rightarrow \min,$$

где c_{v1}^i – затраты на зарплату основных рабочих, эксплуатацию и амортизацию станочного оборудования и режущего инструмента, отнесенные к технологическому переходу по обработке поверхности P^i в размер $\mathcal{R}_v^i$; c_{v2}^i – приведенные затраты на эксплуатацию и амортизацию установочно-зажимных элементов или приспособлений.

Значения c_{v1}^i для заданного метода обработки зависят главным образом от точности обработки, размеров обрабатываемых поверхностей и могут быть получены на основе известных в технологии машиностроения зависимостей.

Значения c_{v2}^i на стадии проектирования технологических процессов можно получить на основе анализа формы и взаимного расположения базирующих и обрабатываемых поверхностей, размеров и веса изделия.

Список литературы: 1. Хаустова А.В. Формализация проектных решений формирования структур объектов технологического проектирования: Дис...канд. техн. наук: 05.02.08. – Луганск, 2000. – 193с. 2. Сурнин Ю.М., Хаустова А.В. Модель формирования маршрута обработки поверхностей. // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Вып. 60. Харьков, – 1999. – С. 56-62. 3. Саратов А.А. Моделирование процесса выбора технологических баз при автоматизированном проектировании: Дис...канд. техн. наук: 05.13.12. – Минск, 1983. – 196 с. 4. Хаустова А.В. Поиск оптимальных маршрутов обработки элементарных поверхностей в пространстве состояний // Вестник Харьковского государственного политехнического университета. Вып. 110. Харьков, – 2000. – С.216-220.

Статья поступила в редакцию 23.04.2001 г.

ПАРАМЕТРЫ СЪЕМА МЕТАЛЛА И ВРЕМЕНИ ОБРАБОТКИ ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ ЗАДАННОЙ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛЕЙ СВОБОДНЫМИ АБРАЗИВАМИ

Тамаркин М.А., Азарова А.И., Халын Ю.Г.
(ДГТУ, г. Ростов-на-Дону, Россия)

In this paper the problem of optimization of the parameters of the free abrasives processing is considered. This problem is actual for automation of development process.

Определение времени обработки является одной из важнейших задач технологии машиностроения, без решения которой невозможно проектирование технологических процессов.

При проведении оптимизации технологических параметров обработки в качестве целевой функции чаще всего используют производительность либо себестоимость процесса, что в свою очередь вызывает необходимость получения как можно более точной математической модели расчета времени обработки. Производительность процесса обработки деталей свободными абразивами определяется съемом металла с поверхности в процессе получения заданной шероховатости.

Определение объема материала располагающегося выше производного уровня в пределах размаха профиля шероховатости, учитывая плосковершинный характер получаемой поверхности при обработке деталей свободными абразивами, позволяет решить задачу расчета времени обработки для достижения определенного показателя шероховатости поверхности.

Выделим на шероховатой поверхности единичный квадрат (со стороной, равной базовой длине профилографирования) и пересечем ее рельеф горизонтальной плоскостью на уровне p , отсчитанном от линии (плоскости) выступов. Координатные оси и направим вдоль сторон квадрата. Тогда объем материала, лежащего выше уровня p , в пределах единичного квадрата будет равен:

$$V(p) = \sum_{i=1}^{k_p} \int_0^p S_i(p) \cdot dp.$$

где k_p - число выступов, пересеченных горизонтальной плоскостью уровня p ; $S_i(p)$ - площадь сечения i - выступа на уровне p .

Функциональная зависимость даст возможность аналитически или численно определить $V(p)$.

В работах Рудзита Я.Н. и Лукьянова В.С. соотношения между t_p и $S(p)$ получены только для нормального закона распределения с допущением о полной анизотропии поля шероховатости. Однако большинство методов обработки не дают такого поля шероховатости, хотя могут быть успешно проанализированы путем профилографирования полученной шероховатости.

Прежде всего примем, что шероховатая поверхность достаточно протяженна, ее рельеф достаточно однородный, а в пределах единичного квадрата достаточно много микровыступов, так что возможно ввести понятие среднего объема выступа, расположенного выше уровня p :

$$\langle V(p) \rangle = \frac{V(p)}{k_p}.$$

При этом как $\langle V(p) \rangle$, так и k_p подлежат определению.

Прежде всего рассмотрим величину k_p . Она, естественно, зависит от степени анизотропии шероховатой поверхности. Если поверхность имеет выделенное направление (продольная и поперечная шероховатость), можно без ограничения общности считать, что ось x направлена вдоль этого выделенного направления. Тогда величина k_p будет определяться произведением $k_p = k_{px} \cdot k_{py}$, где k_{px} и k_{py} - соответственно числа выступов, пересеченных горизонтальными прямыми, параллельно осям x и y на уровне p . Относительно величин k_p , k_{px} , k_{py} следует также принять допущение о существовании средних значений в пределах рассматриваемого единичного квадрата. При этом здесь и далее k_p , k_{px} , k_{py} будут обозначать именно средние значения. Для изотропной поверхности, естественно, $k_{px} = k_{py}$ и $k_p = k_{px}^2$. Для поверхностей, представляющих собой однонаправленные борозды, $k_p = k_{px}$. В общем случае величины k_p , k_{px} , k_{py} должны быть определены экспериментально по результатам профилографирования, причем следует полагать, что измеренные в пределах базовой длины значения этих параметров равны своим средним значениям.

Так как величины k_p , k_{px} , k_{py} не определяются действующим ГОСТом на шероховатость, целесообразно выразить их через шаговые параметры из соотношения:

$$l_{x(y)} = S_{px(y)} \cdot k_{px(y)}^I,$$

где $l_{x(y)}$ - базовая длина вдоль направления $x(y)$; $S_{px(y)} \cdot k_{px(y)}^I$ - соответственно шаг и число неровностей на уровне p .

Тогда

$$k_{px(y)}^I = \frac{l_{x(y)}}{S_{px(y)}},$$

а число выступов вдоль единичной базовой длины будет в $l_{x(y)}$ раз меньше:

$$k_{px(y)} = \frac{1}{S_{px(y)}}.$$

В рамках принятых допущений интересующий нас объем материала выше уровня p определится:

$$V(p) = k_p \cdot \langle V(p) \rangle = \frac{\langle V(p) \rangle}{S_{px} \cdot S_{py}}.$$

В то время, как экспериментальное определение шаговых параметров S_{px} и S_{py} легко производится по профилограмме с использованием отработанного пакета для расчета ее комплексных характеристик, для определения величины $\langle V(p) \rangle$ необходим в десятки раз больший объем экспери-

ментов, теоретическое же ее определение требует информации о законе распределения случайного процесса, реализующего профиль шероховатости. Радикальное упрощение задачи, позволяющее получить удовлетворительную оценку $\langle V(p) \rangle$ результатам 1-2 профилографирований, может быть сделано только после введения определенных предположений о форме микровыступов. Как обычно принято в работах специалистов по трибо-технике и контактной жесткости, примем, что микровыступы имеют форму конусов. Будем считать, что эксцентриситет эллиптических сечений микровыступов горизонтальной плоскостью имеет для каждой заданной поверхности некоторое среднее значение, зависящее от степени анизотропии шероховатости. Причем большие полуоси упомянутых эллипсов преимущественно ориентированы в направлении продольной шероховатости. Проведенные исследования рельефа реальной шероховатой поверхности, показывают, что эти допущения достаточно хорошо отражают реальную картину вблизи линии выступов, но по мере приближения к линии впадин все менее правомерны.

Поставим следующую задачу: считая, что все эллиптические сечения имеют известный одинаковый эксцентриситет на всех уровнях p , определить площадь среднего эллипса на каждом уровне, располагая величиной шага неровностей S_{px} и относительной опорной длиной профиля t_p , полученными из одной профилограммы. Легко видеть, что средняя длина хорды эллипса, полученная при профилографировании вдоль x на уровне p равна:

$$\langle h \rangle = t_p \cdot S_{px}.$$

Так как ориентация профилограммы относительно выделенного направления шероховатости произвольна, можно ожидать, что величина $\langle h \rangle^2$ даст оценку произведения полуосей среднего эллипса $\langle a \cdot b \rangle$, и, следовательно, $\pi \langle h \rangle^2$ - оценку площади $\pi \cdot \langle a \cdot b \rangle$. Для установления предполагаемой вероятностной связи была проделана серия численных экспериментов по методу Монте-Карло. Экспериментальные исследования включают несколько тысяч случайных бросаний перпендикулярных прямых на эллипс заданного эксцентриситета с последующей оценкой площади эллипса. Эксцентриситет эллипсов изменялся от 0,2 до 0,8 с шагом 0,1.

В результате поставленного машинного эксперимента было выяснено следующее. Для однозначной оценки площадей эллипсов в наибольшей степени подходит бета-распределение, так как оно работает для случайных величин, ограниченных снизу и сверху. Действительно, вычисляемая каждый раз площадь эллипса всегда больше нуля, но не превосходит πa^2 .

Бета-распределение определяется формулой:

$$P_x(x) = \frac{\Gamma(\alpha + \beta + 2)}{\Gamma(\alpha + 1)\Gamma(\beta + 1)} x^\alpha (1 - x)^\beta,$$

где $0 < x < 1$; $\alpha > -1$; $\beta > -1$.

В ходе машинного эксперимента параметры бета-распределения были выражены через отношение a/b . Тогда центр и дисперсия бета-распределения будут функциями a/b .

Центр бета-распределения (измеряемое значение $\pi \langle h \rangle^2$) смещен относительно площади $\pi \cdot \langle a \cdot b \rangle$, причем величина этого смещения λ зависит от эксцентриситета. Таким образом, если полученную после профилографирования величину

$$\pi \cdot \langle h \rangle^2 = \pi \cdot (t_p \cdot S_{px})$$

домножить на λ , определенную из численного эксперимента, получим оценку площади среднего эллипса:

$$S_{el} = \pi \cdot \lambda \cdot (t_p \cdot S_{px})^2.$$

Теперь объем материала одного микровыступа выше уровня p определится из соотношения:

$$\langle V(p) \rangle = \pi \cdot \lambda \cdot \int_0^p (t_p \cdot S_{px})^2 dp,$$

а общий объем материала в пределах единичного квадрата:

$$V(p) = \frac{\pi \lambda}{S_{px} \cdot S_{py}} \cdot \int_0^p t_p^2 \cdot S_{px} \cdot S_{py} \cdot dp = \pi \lambda \cdot \Phi_2(p).$$

В отсутствие данных по продольной и поперечной шероховатости выражение $S_{px} \cdot S_{py}$ в приведенной выше формуле заменится на S_{px}^2 :

$$V(p) = \frac{\pi \lambda}{S_{px}^2} \cdot \int_0^p t_p^2 \cdot S_{px}^2 \cdot dp = \pi \lambda \cdot \Phi_1(p)$$

Следует отметить, что вынесение $S_{px} \cdot S_{py}$ за знак интеграла и сокращение недопустимы, т.е. это произведение является функцией t_p .

Тот факт, что бета-распределение хорошо изучено, позволяет привести соотношения по точности полученной оценки. Действительно, пользуясь выражением для дисперсии бета-распределения, как функции параметров a, b , имеем:

$$\Delta V(p) = \pi \cdot \delta \cdot \Phi(p).$$

При этом оценка опорных площадей и вышележащих объемов дается с достаточной для практических расчетов точностью. Дисперсия оценки составляет для изотропных поверхностей 5-10%, для анизотропных поверхностей 30-40%.

Для достижения установившейся шероховатости при обработке свободными абразивами необходимо полностью удалить профиль исходной шероховатости.

При этом объем металла, удаленного над площадью квадрата упаковки, можно рассчитать по зависимости:

$$W = k_{np}^0 2R_a^{ucx} 4R^2$$

где k_{np}^0 – объемный коэффициент профиля; R_a^{ucx} – среднее арифметическое отклонение профиля исходной шероховатости поверхности; R – радиус абразивной частицы.

Время необходимое для достижения установившейся шероховатости определяется по зависимости:

$$t_{R_{a,ycm}} = \frac{4k_{np}^0 R_a^{ucx} R^2}{P_1 P_2 f_e V}$$

где P_1 – геометрическая вероятность события, заключающегося в том, что любая точка квадрата упаковки покроется пятном контакта за один цикл воздействия массы абразивных частиц; P_2 – вероятность события, заключающегося в том, что взаимодействие абразивной частицы с поверхностью детали приведет к микрорезанию; f_e – частота циклов воздействия массы абразивных частиц на поверхность детали; V – объем металла, удаленного за один удар абразивной частицы.

Объем металла удаляемый с поверхности детали может быть рассчитан по представленной зависимости или получен в результате машинного эксперимента с большей степенью точности. Данные машинного эксперимента позволяют также более точно рассчитать объем металла, удаляемый для достижения заданной шероховатости отличной от установившейся, а следовательно и необходимое время обработки.

Статья поступила в редакцию 29.05.2001 г.

ПРОГРЕССИВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ ФОРМИРОВАНИЯ ТОПОГРАФИИ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ МАШИН

Тендитный Ю.Г. (УГМТУ, Николаев – Херсон, Украина)

In Ukraine new methods and devices of forming topography shaping of working surfaces of machine tribosystems are developed, at a level of inventions, and are used in research and production. They provide the increase of an operational life of machines two and more times as much; ways of lubricating of lubricants; tribosystem designs to solve technical problems of engineering of higher

performance parameters.

До 50-х годов XX столетия в научно-технической литературе господствовала теория гидродинамической смазки, рассматривавшая трибосистемы машин как квазитвердые, правильной геометрической формы, одной из практических рекомендаций которой было обеспечение идеально гладких поверхностей трения. Считалось, что наличие канавок на поверхностях трения приводит к снижению гидродинамической грузоподъемности, подшипников скольжения, например.

В 60-70 годах в Украине интенсивно проводилось техническое переоснащение многих ведущих отраслей народного хозяйства новыми машинами и оборудованием, рабочие параметры которых, например, по скоростям скольжения, возрастали в десять и более раз. Уже в 50-е годы было доказано [1], что расчетные методики для подшипников скольжения, полученные на основании теории гидродинамической смазки для квазитвердой системы типа шип-подшипник, не соответствуют действительной картине явлений, протекающих в смазочном зазоре трибосистем, и нуждаются в обстоятельных исследованиях.

По заданиям Правительств Украины и Союза в Краматорском научно-исследовательском и проектно-технологическом институте машиностроения в течении многих лет проводились обширные научно-конструкторско-технологические разработки, главными задачами которых было создание новых технологий и образцов триботехники и мониторинга [2]. В научно-технической литературе впервые появилась теоретически и экспериментально обоснованная зависимость нагрузочной способности трибосистемы типа шип-подшипник от окружной скорости скольжения (рис. 1), сформулирована [2] и развита теория термоупругогидродинамической смазки машин [3], теоретически и экспериментально обоснована полезность и необходимость выполнять на рабочих поверхностях рациональную топографию (макро и микрорельеф), обеспечивающую улучшение смазывания, смазки и теплоотвода от нагруженных (теплообразующих) зон трибосистем.

Теория термоупругогидродинамической смазки машин, сформулированная и развитая в работах Почетного академика Академии Наук Судостроения Украины Снеговского Ф.П., обширные конструкторско-технологические разработки по триботехнике и трибомониторингу машин [4], выполненные его научной школой и защищенные многими авторскими свидетельствами и патентами, явились основой для разработки новых прогрессивных технологий формирования топографии рабочих поверхностей трибосистем, обеспечивающих решение новых задач по созданию машин и оборудования с более высокими режимными возможностями, улучшения рабочих параметров существующих машин и оборудования.

В 60-е годы на Новокраматорском машиностроительном заводе был использован принцип гидростатической смазки для крупногабаритных опор скольжения и впервые в мировой машиностроительной практике построена рудоразмольная мельница с массой барабана 100,0 тонн на гидростатических подшипниках, что позволило исключить применение дорогостоящего баббита Б - 83 и на 10-15% снизить расходы электроэнергии на привод мельниц (Госкомизобретений СССР: У.Р. № 31984, У.Р. № 43930, А.с. 359447; Горный журнал, № 6, 1969), а на Краматорском заводе тяжелого станкостроения созданы крупногабаритные токарные станки на гидростатических подшипниках, обеспечившие снижение на один порядок допуска на некрутость (Информтязмаш 17-2-74-2, Москва, 1974 и др.).

В 60-80 е годы на основе теории термоупругогидродинамической смазки были усовершенствованы конструкция и технология изготовления подшипников скольжения жидкостного трения, улучшен их тепловой баланс обеспечением более рационального охлаждения их нагруженных зон как при помощи смазочных канавок во втулках подшипников, так и при изменении топографии рабочей поверхности вала с гладкой на топографию с регулярным или каплеобразным микрорельефом.

Грузоподъемность трибосистемы типа шип-подшипник характеризуется зависимостями (рис.1): при гладких рабочих поверхностях вала и

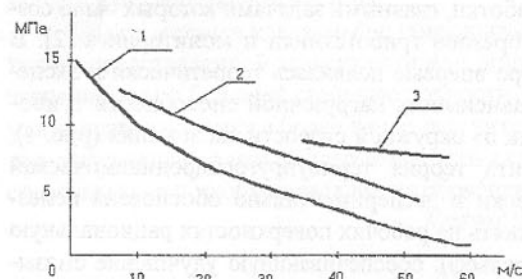


Рис. 1. Графики зависимости гидродинамической грузоподъемности баббитовых подшипников скольжения от окружной скорости

трибосистем машин, сочетающий положительные стороны эластогидродинамической и гидростатической смазки разработан в г. Краматорске (НИИПТМАШ - НКМЗ) и применен с положительным эффектом при модернизации опор сортового стана на металлургическом заводе в г. Мариуполе. (Надежность и долговечность промышленного оборудования, изд. Донбасс, Донецк, - 1968: журнал Вестник машиностроения, М, № 6, 1970).

подшипника — 1, при наличии смазочных канавок во втулке — 2, при регулярном микрорельефе на валу (глубина 12 мкм и радиус ~ 1000 мкм) — 3. (сб. Теория трения и износа, изд. Наука, АН СССР, Москва, 1965; А.с. 703317 СССР, А.с. 879083 СССР; сб. Проблемы трения и изнашивания, №7, Киев, 1975 и др.).

Принцип гидростатодинамической смазки

Впервые была обеспечена нагрузочная способность 17,0 – 20,0 МПа при скорости скольжения 7,0 м/с. (гидродинамический подшипник, как видно из кривой 1 (рис. 1), имеет нагрузочную способность, при которой еще сохраняется режим жидкостного трения, $p \leq 11,0 - 12,0$ МПа).

Формирование топографии рабочих поверхностей трибосистем, обеспечивающей повышение несущей способности при эластогидродинамическом трении и сроков службы при граничном трении крайне актуально для практики.

В 90-е годы XX века разработана (ОИИМФ, г. Одесса) и нашла широкое применение в практике новая технология формирования топографии рабочих поверхностей трибосистем при помощи обработки импульсным магнитным полем (ОИМП). Созданный на Херсонском Судостроительно-Судо-ремонтном заводе технологический комплекс защищен рядом авторских свидетельств и патентов (А.с.: 1504835, 1561313, 1693778, 1705221 и др.). Комплекс, включающий способы, устройства и приспособления для обработки деталей машин (гребные винты судов, валы, подшипники, уплотнения трибосистем, смазочные материалы и др.), обеспечивает повышение срока службы в два и более раз.

Новая технология ОИМП, к которой принадлежит и работа автора,

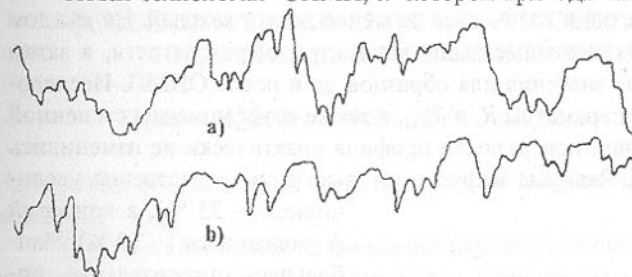


Рис. 2. Профилограммы поверхности образцов из стали ШХ-15 до (а) и после (б) ОИМП

позволяет существенно сократить продолжительность приработки деталей новых машин.

Изменение шероховатости после ОИМП выражается в сглаживании

профиля поверхностей как по вершинам, так и по впадинам и обусловлена перегруппировкой атомов в приповерхностных слоях, что сопровождается устранением концентрации напряжений. Образцы деталей (сталь, бронза) обрабатывались при температуре 20° С по режиму: плотность магнитного потока — 0,5 Тл, число импульсов — 10, продолжительность импульса — 1с. Изменение топографии образцов до и после ОИМП проводилось определением стандартных параметров шероховатости: высоты неровностей профиля — R_z , максимальной высоты неровностей — R_{max} , а также нестандартного радиуса закругленных выступов — r . (рис. 2).

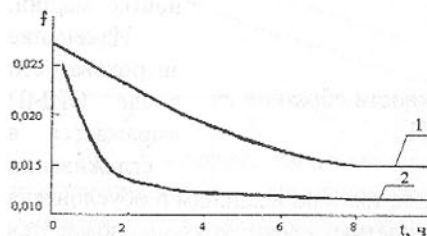
Известно, что указанные параметры недостаточно полно отражают

связь между шероховатостью и служебными свойствами поверхностей и потому рекомендуется использовать более полно отражающий эту связь комплексный критерий Крательского – Комбалова

$$\Delta = \frac{R_{\max}}{r \cdot b^{1/\gamma}}$$

где b и γ – параметры степенной аппроксимации начального участка опорной кривой профиля.

Существенную трудность представляет определение величин указанных параметров шероховатости поверхности образца до и после ОИМП. Получение профилограммы по одной и той же траектории иглы профилографа по образцу до и после ОИМП невозможно из-за больших разбросов текущих значений параметров шероховатости в пределах даже небольших микросмещений иглы профилографа по поверхности образца. Невозможно также произвести повторную установку иглы на профилографе так чтобы не было этих микросмещений. В связи с этим все указанные параметры шероховатости имеют среднестатистический характер для всей поверхности образца. Их определение проводили по стандартной методике. Не менее чем в пяти точках снимали профилограммы на профилометре модели 201. Полученные профилограммы до и после ОИМП разбивали на характерные участки в количестве не менее десяти каждый. На каждом участке определяли указанные выше параметры шероховатости, а затем находили их средние значения для образцов до и после ОИМП. Исследования показали, что параметры R_z и $R_{\max}$, а также коэффициенты степенной аппроксимации опорной поверхности профиля практически не изменились в результате ОИМП. Радиусы закруглений выступов существенно увеличились (~ 25 %), а критерий Δ уменьшился (~ 20 %). Наибольшая относительная погрешность определения радиусов закруглений выступов не превышала 9 % при доверительной вероятности равной 95 %.



Топография рабочих поверхностей трибосистем, сформированная ОИМП по описанной выше технологии, позволила значительно сократить сроки приработки

Рис. 3. Влияние ОИМП на изменение коэффициента трения в процессе приработки: 1 - образцы изготовленные по традиционной технологии; 2 - образцы, подвергнутые ОИМП (кривая 1, рис. 3) по сравнению с традиционной обработкой (кривая 2, рис. 3) деталей трибосистем машин. Потери на трение трибосистем, подвергну-

тых ОИМП, на 20...25% ниже, что обеспечивает повышение срока службы трибосистем [5].

Список литературы: 1. Снеговский Ф.П., Критическая оценка некоторых расчетных методик для подшипников скольжения, ЦБТИ ГНТК СССР, сб. Подшипники, М, 1959; 2. Снеговский Ф.П., Опоры скольжения тяжелых машин, изд. Машиностроение, М, 1969, 220с.; 3. Снеговский Ф.П., Теория и практика смазки машин: развитие и перспективы, Труды VII Международной научно-технической конференции машиностроение и техносфера на рубеже XXI века, Севастополь, 2000, с. 186-189; 4. Щедролов А.В., Тендитный Ю.Г., Научные школы Украины по трибомониторингу, Труды VII Международной научно-технической конференции машиностроение и техносфера на рубеже XXI века, Севастополь, 2000, с. 161-166; 5. Тендитный Ю. Г., Нетрадиційні технології формування топографій робочих поверхонь трибосистем машин. Магістерська дисертація, Миколаїв, 2000, 96с.

Статья поступила в редакцию 28.04.2001 г.

ОСОБЕННОСТИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ СИНТЕЗА УЗЛОВ МОДЕРНИЗАЦИИ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Тернюк Н.Э., Хунг Ф.В. (ИМиС, г.Харьков, Украина)

Peculiarities of solution of vehicles partial or complete upgrading of task is presented.

Одним из основных направлений научно-технического прогресса на настоящем этапе является расширенное применение модернизации различных видов техники.

За счет модернизации могут решаться важные в практическом отношении задачи по усовершенствованию техники и расширению ее возможностей. Среди основных задач этого класса – изменение вида или типа техники, приращение ее функций, повышение уровня автоматизации и информатизации, улучшение эксплуатационных показателей.

Однако, несмотря на актуальность решения указанных задач до настоящего времени недостаточно полно рассмотрены их особенности, прежде всего, относящиеся к поиску областей возможных решений по функциям, процессам, элементным структурам и параметрам, а также синтезу узлов модернизации.

Сказанное полностью относится к наиболее сложному виду техники – мобильной.

Главной особенностью мобильной техники является наличие двух осуществляемых параллельно-последовательно целевых функций: технологической (Φ_u) и транспортной (Φ_m). По отношению к ним энергетическая (Φ_z) и защитная (Φ_s) функции выступают как обеспечивающие. Такая техника, как и стационарная, имеет объединяющую указанные целевые и обеспечивающие функции систему управления, реализующую поведенческую функцию (Φ_y).

Указанные пять функций в совокупности образуют интегральную функцию (Φ_Σ) мобильной техники

$$\Phi_\Sigma = \bigcup_{i \in M} \Phi_i, \text{ где } M \in \{u, m, z, s, y\}$$

Как интегральная, так и составляющие ее функции имеют различные векторы критериев, задание компонентов которых и определяет содержание задач модернизации. При этом функциональная модернизация в наиболее общем виде описывается зависимостью:

$$(\Phi_\Sigma - \Delta\Phi_{\Sigma u} + \Delta\Phi_{\Sigma d}) \in \Phi_{\Sigma z}, \quad (1)$$

где индекс u - обозначает исключенные, d - добавленные функции, z - область допустимых значений.

Условия параметрической модернизации определяют изменение выходных параметров техники:

$$\exists \{[(P_i + \Delta P_i) \in P_z] \vee [\varphi_j(P_i + \Delta P_i) \in \varphi_{jz}] \wedge i = \overline{1, m}, j = \overline{1, n}\}, \quad (2)$$

где P - параметр модернизации, $\varphi(*)$ - некоторая функция, m, n - количество параметров и функций соответственно.

Функциональная модернизация предопределяет сущность структурной модернизации вследствие наличия связи между функциональной и элементной структурами техники.

Параметры модернизации не всегда приводит к изменению структуры.

Для мобильной техники, как вида, изменение состава функций может приводить к изменению ее типа. Это, как правило, достигается за счет изменения в соответствии с условием (1) изменение функций Φ_u , Φ_m , Φ_z .

Например, добавление к функциям грузового автомобиля функций подъема грузов, раздачи энергии на дополнительные орудия превращает его в автокран, автомобиль-трактор "Унимог" и другие типы техники.

Изменение параметров указанных функций может привести к смене их структурно-элементной реализации, что также может порождать новые типы техники. Например, при изменении механизма реализации транспортной функции - двигателя - порождаются разные виды техники: колесные, гусеничные и другие.

Изменение уровня автоматизации осуществляется за счет изменения составляющих функции Φ_y .

Это влечет за собой существенные изменения элементного состава техники, а значит влияет на показатели надежности и качества.

Изменение энергетической функции Φ_z , как правило, не порождает новых типов техники, но существенно влияет на ее эксплуатационные показатели и предопределяет области возможных изменения других указанных функций.

Комплексная модернизация предусматривает одновременное выполнение условий (1) и (2).

Методы синтеза механизмов, агрегатов и их систем здесь могут быть применены с учетом особенностей процесса модернизации.

Главной особенностью задач синтеза узлов модернизации техники по сравнению с соответствующими задачами новой техники является необходимость учета базовой модели и с ее связи с узлами модернизации.

Это приводит к тому, что узлы модернизации должны:

- быть совместимыми по типу используемой энергии;
- согласовываться с параметрами модернизируемого изделия;
- размещаться в (или на) модернизируемом изделии;
- быть оптимальными по уровню автоматизации;
- соответствовать более поздним поколениям техники, чем модернизируемая;
- быть унифицированными с узлами более поздних поколений техники;
- приближать модернизируемую технику в направлении идеальной машины.

Указанные условия обусловлены характером задач модернизации и общими законами строения, функционирования и развития техники.

Единство типа используемой энергии позволяет минимизировать структуру связей. Согласованность узлов модернизации с базовой моделью по параметрам означает принципиальную возможность необходимых связей и взаимодействия.

Условия размещимости вытекают из пространственных ограничений. Оптимальность уровня автоматизации диктуется законами надежности, эргономики и экономичности.

Соблюдения условий соответствия более поздним поколениям техники, чем модернизируемая, требует выполнения анализа процессов развития мобильной техники рассматриваемого вида. Здесь мерой соответствия будет показатель, оценивающий различия модернизируемого узла и его идеального образца.

Требования унификации узлов модернизации с соответствующими узлами изделий более новых поколений позволяет сократить потери ресурсов и времени на подготовку производства и служит основой для упорядочения и преемственности обслуживания и ремонта техники.

Приближение модернизируемой техники к идеальной машине вытекает из общего закона развития техники.

Указанные условия описываются, кроме зависимостей (1) и (2), дополнительными зависимостями, часть из которых в общем виде имеет алгоритмический вид. Это значительно сужает область возможных решений задачи синтеза.

Формализованная постановка и общий алгоритм решения задачи синтеза узлов модернизации мобильной техники сходны с постановкой и общим алгоритмом синтеза узлов новой техники, но отличаются учетом указанных особенностей.

Первым по циклу в алгоритме решения общей задачи синтеза есть структурный синтез процессов и соответствующих им элементов. Главную сложность представляет структурный синтез узлов, которые должны быть добавлены или заменены.

Этот этап может выполняться как аналоговыми, так и безаналоговыми методами.

Аналоговые методы структурного синтеза являются традиционными и относительно хорошо разработанными. Но они не гарантируют получение заданного результата, в частности, с предельно высокими характеристиками. Более предпочтительными являются развиваемые в настоящее время методы безаналогового синтеза.

Методы безаналогового синтеза общих не конкретизированных структур элементов модернизации базируются на выявленных закономерностях изменения структур элементарных функциональных систем в зависимости от уровня автоматизации и образования этими структурами гомологических рядов.

Каждому уровню автоматизации любой элементарной функции можно поставить в соответствие одну строго определенную (типовую) не конкретизированную элементарную структуру. Зная приращение функций и задав уровни автоматизации их реализации в модернизируемой технике можно синтезировать общую структуру узлов модернизации и изделия в целом.

Согласно методологии безаналогового синтеза, исходя из заданных приращений функций и их роли в интегральной функции Φ_{Σ} мобильной техники синтезируются циклограммы (технологические процессы) работы новых узлов и агрегатов.

На основе функций и выбранных циклограмм синтезируются корте-

жи физических (химических) эффектов, определенных протеканием требуемых процессов изменения заданных величин.

Задав уровни автоматизации, можно синтезировать общую структуру этих узлов, и провести их параметризацию такими же способами как и при синтезе новой техники.

В случае неудовлетворительного выбора уровня автоматизации производится его пошаговое направленное изменение.

При этом возможны различные варианты объединения элементов, вытекающие из характера реализации функции во времени (последовательно, параллельно-последовательно, параллельно) и по использованию элементов (раздельно, частично совмещено, совмещено).

Общая не конкретизированная структура элементов подлежит конкретизации. Конкретизация относится как к составу элементов структуры так и их параметров.

Конкретизация состава элементов производится путем приращения информации за счет выделения различных аспектов порождения, функционирования, развития, коммуникации и управления ими.

Конкретизация структуры является необходимым условием предшествующим конкретизации параметров.

При конкретизации параметров вначале задается их множество, определяющее с заданной полнотой инфраструктуру элементов, их геометрию, поверхностные свойства и поведение, а также условия взаимодействия с базовым изделием и между собой. Далее производится вычисление областей возможных значений параметров по физическим, эргономическим, временным, организационным, экономическим и другим ограничениям. В пределах областей возможных значений производится выбор оптимальных вариантов на основе заданных критериев.

Общий алгоритм синтеза является итеративным.

На основе проводимой параметризации, моделируя процессы взаимодействия, определяются конкретизированные значения параметров узлов и агрегатов модернизации.

Статья поступила в редакцию 30.04.2001 г.

ФОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ОБРАБОТКИ ПРИ СОБЛЮДЕНИИ ПРИНЦИПА ПОСТОЯНСТВА БАЗ

Тока А., Рушика И., Стронча А., Гончар С. (ТУМ, г. Кишинев, Молдова)

In the paper it is shown, that the observance of a principle of persistence of bases while machining allows to increase the processing's accuracy at the ex-

expense of the effect of errors' compensation and, first of all, of the installation errors. The machining conditions become more stable, the machining allowances' tolerances smaller.

Современная концепция машиностроительного производства предусматривает использование технологического оборудования, которое совмещает в себе помимо основных функций обработки также и функции разработки технологических процессов и программ обработки. Частая смена выпускаемых изделий, постоянное изменение условий функционирования приводят к возрастанию требований к качеству технологических процессов. В первую очередь, это относится к снижению доли коррекций при обработке пробной детали и к возрастанию доли технических решений окончательно принимаемых до начала обработки.

“Умное” технологическое оборудование является и многофункциональным. Поэтому, при разработке технологических процессов стремятся выполнить на одном станке максимально возможное число переходов. Принцип разделения технологического процесса на операции черновой обработки и операции чистовой обработки не является столь строгим.

Эти изменения концептуального характера влекут за собой изменение методов обеспечения качества обработки и, в первую очередь, методов обеспечения параметров точности. Последние, в большой степени, связаны с принципами совмещения баз и постоянства баз, соблюдение которых создает благоприятные условия достижения точности механической обработки.

Для технологических процессов с большим количеством операций, на каждой последующей, схема базирования может быть составлена с учетом требования совмещения баз. Обработка с одной установки снижает возможность соблюдения принципа совмещения баз, поскольку конструкторские размерные связи устанавливаются в интересах функциональности детали. Наоборот, растет роль принципа постоянства баз, поскольку множество размеров формируется с отсчетом от поверхностей базирования или от поверхностей, образованных на той же операции.

На детали в процессе обработки существуют две системы поверхностей: а) поверхности, состояние и положение которых не изменяется на данной операции (необрабатываемые поверхности и поверхности базирования); б) обрабатываемые поверхности. В результате выполнения операции изменяются три множества размерных связей:

1. множество размерных связей между обрабатываемыми на данной операции поверхностями и поверхностями, которые формируют установочную технологическую базу;
2. множество размерных связей между обрабатываемыми на данной операции поверхностями и поверхностями, которые не обрабатываются;

3. множество размерных связей между обрабатываемыми поверхностями.

Эти три множества размерных связей отличаются между собой механизмами формирования параметров точности.

Размерные связи между обрабатываемыми поверхностями и поверхностями - технологическими базами формируется напрямую от технологической базы. Его точность определяется технологической точностью станка (рис. 1а):

$$\omega_L = \omega_{tech} L. \quad (1)$$

Размеры между обрабатываемыми поверхностями и необрабатываемыми поверхностями формируются косвенно от технологической базы. Его точность определяется технологической точностью станка ω_{tech} , снижается за счет погрешности базирования ε_{loc} (рис. 1б), улучшается за счет проявления эффекта компенсации погрешностей ($2 \cdot \omega_{comp}$) [1]. Эффект проявляется и при формировании размеров на разных операциях:

$$\omega_L = \omega_{tech} L + \varepsilon_{loc} - 2 \cdot \omega_{comp} \quad (2)$$

Формирование размерных связей между обрабатываемыми поверхностями возможно в двух вариантах. Первый, предусматривает обработку каждой поверхности, выдерживая размер от технологической базы. В итоге, размеры между поверхностями множества формируются в виде замыкающих звеньев размерных цепей (рис. 2). Точность замыкающих размеров определяется точностью обработки составляющих элементов. Погрешность базирования равна нулю при обработке от одной базы (рис 2 а), либо не равна нулю, при использовании различных баз (рис. 2б), и частич-

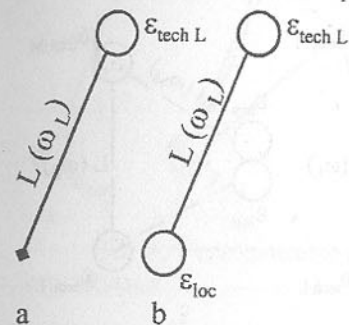


Рис. 1. Формирование точности размеров: от технологической базы (а), от необрабатываемой поверхности (б)

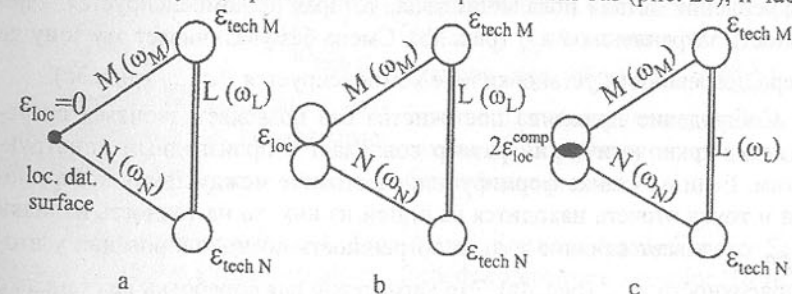


Рис. 2. Формирование точности размеров – замыкающих звеньев

но может компенсироваться (рис. 2с, заштрихованная область) и входит как составляющая в $2 \cdot \omega_{comp}$. Тогда:

$$\omega_L = \omega_{tech M} + \omega_{tech N} - 2 \cdot \omega_{comp} \quad (3)$$

По второму варианту размеры формируются напрямую между обрабатываемыми поверхностями, без участия технологической базы (рис. 3).

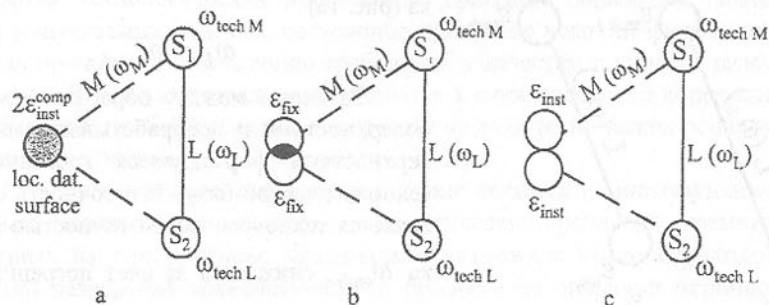


Рис. 3. Формирование точности размеров между обрабатываемыми поверхностями

В качестве элементов для отсчета здесь участвуют:

- обработанные на данной операции поверхности;
- любые поверхности приспособлений, при условии, что они определяют положение рабочих органов (и инструментов) путем механического касания, или каким либо другим способом
- точки и поверхности в рабочем пространстве станка с ЧПУ используемые при составлении программ обработки.

Из рис. 3 видно, что погрешность установки не оказывает влияния на точность формируемого размера. Более строгим является другое утверждение. Поскольку обработка осуществляется от технологической базы, погрешность установки полностью компенсируется (рис. 3а, показано штриховкой). Такая постановка вопроса позволяет утверждать, что при пере-закреплении детали появляется зона, которая не компенсируется – погрешность закрепления $2\epsilon_{fix}$ (рис. 3б). Смена баз увеличивает эту зону до размера погрешности установки и не компенсируется $2\epsilon_{instal}$ (рис. 3с).

Соблюдение принципа постоянства баз позволяет добиться ситуации, когда технологический размер совпадает с производным конструкторским. Если на станке формируется расстояние между двумя поверхностями и точка отсчета находится на одной из них, то на точность наладки $\omega_{sett-up}$ оказывает влияние только погрешность позиционирования у второй поверхности ϵ_{poz} (рис. 4а). Это характерно для обработки на станках с ЧПУ в приращениях. Если точка отсчета находится вне поверхностей об-

работки, то в составе $\omega_{sett-up}$ входят $2\epsilon_{poz}$ (рис. 4б).

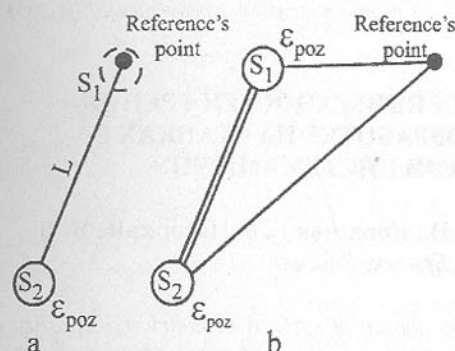


Рис. 4. Формирование погрешности наладки

ра M выполняемого от технологической базы $\omega_{tech M}$ (рис. 5б). Полностью компенсируется погрешность установки, в зависимости от ситуации компенсируются погрешности наладки и погрешности обработки. Тогда:

$$\omega_L = \omega_{tech L} + \omega_{tech M} - 2 \cdot \epsilon_{inst} - 2 \cdot \omega_{comp} \quad (4)$$

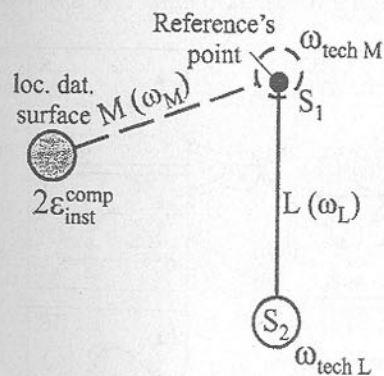


Рис. 5. Формирование точности размеров от обрабатываемых поверхностей

Припуски на обработку являются также размерами, которые формируются между двумя поверхностями. Разница заключается в том, что одна поверхность исчезает и на ее место формируется новая. Использование выражения (4) применительно к припускам позволяет сделать вывод о том, что эффект от использования принципа постоянства баз состоит и в улучшении технологической точности станков при обработке ($\omega_{tech}^{T.S.}$). Это связано с уменьшением допусков припусков на обработку и процесс обработки более стабилен.

Список литературы: 1. Toca Alexei, Stroncea Aurel, Goncear Sergiu. Aspecte ale analizei dimensionale cu efecte de compensare a erorilor./Tehnologii Moderne. Calitate. Restructurare, Vol. 1, Chişinău, Tehnica-Info, 1999, p. 401 – 406. 2. Toca Alexei, Stroncea Aurel, Goncear Sergiu. Cu privire la efectele de

ИНЖЕНЕРИЯ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ-СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ НА СТАНКАХ С КОМПЬЮТЕРНЫМИ СИСТЕМАМИ ЧПУ

Фёдоров В. П., Нагоркин М. Н., Ковалёва Е. В. Нагоркина В. В.
(БГТУ, г. Брянск, Россия)

The elements of the new approach to choice of systems of metrics of quality of surfaces of details of machines, founded on usage of theory to information, criteria of choice of the rational system are considered. The flowcharts of definition of parametric reliability of technological system and measuring-intelligence system of measurements of the geometrical characteristics of surfaces are given.

Рассматривается финишная стадия процесса обработки функциональной поверхности детали типа направляющей скольжения (технологическая система (ТС) - обработка поверхностным пластическим деформированием (ППД)) и процесс её эксплуатации в условиях трения скольжения (система эксплуатации - СЭ) (рис. 1).

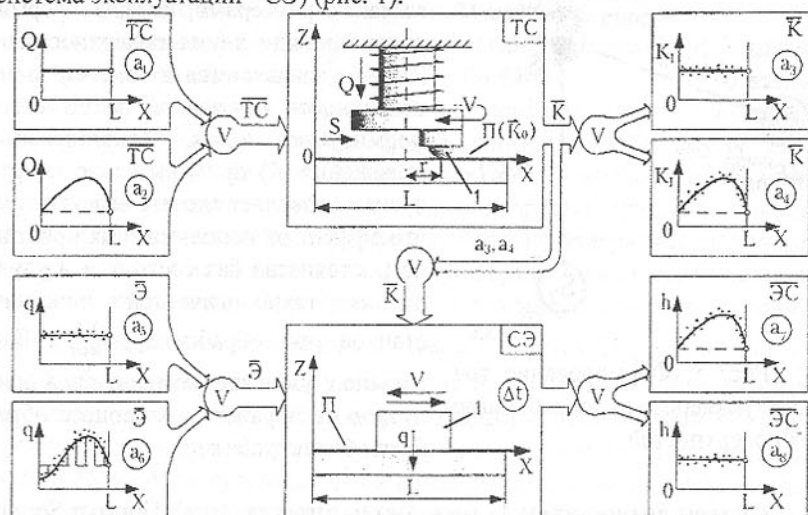


Рис. 1. Варианты формирования эксплуатационных свойств поверхности с учётом условий изготовления и эксплуатации

В общем случае можно ввести следующие обозначения: $\overline{TC}$ - вектор входных факторов технологической системы (ТС), который включает в качестве элементов условия обработки (сила Q , скорость V , подача S и др.) и вектор $\overline{K}_0$ значений ПКПС, полученных на предшествующей операции; $\overline{K}$ - вектор выходных параметров ТС элементами которого являются ПКПС; $\overline{E}$ - вектор условий эксплуатации обрабатываемой поверхности детали в соответствующей СЭ (в рассматриваемом случае нагрузка q , относительная скорость скольжения V и др.); $\overline{EC}$ - вектор выходных параметров СЭ, элементами которого являются параметры эксплуатационных свойств (ПЭС) (величина износа h за время Δt , коэффициенты трения и др.).

Варианты отдельных компонент векторов $\overline{TC}$, $\overline{K}$, $\overline{E}$, $\overline{EC}$ представляют собой соответствующие функции от длины поверхности P (координата X), общий вид которых может быть представлен в виде вершин дровидного графа $a_0, a_1, a_2, \dots, a_7, a_8$ (a_0 - исходное состояние). Вершины a_7 и a_8 представляют собой компоненты вектора $\overline{EC}$, в данном случае износ за время Δt как функцию длины поверхности P : $h = f(L) = f(X)$.

При сложившейся схеме обработки на построенных режимах ($a_1, Q = \text{const}$) формируется поверхность детали с изотропной системой показателей качества ($a_3, K_i = \text{const}$). В условиях же эксплуатации на поверхность действует комплекс внешних факторов, компоненты которого в общем случае являются случайными величинами, математические ожидания которых изменяются во времени ($a_6, q = f(X)$). Таким образом, для локальных участков поверхности компоненты комплекса внешних факторов $\overline{E}$ будут иметь различные значения, что неизбежно влечёт за собой анизотропию эксплуатационных свойств поверхности в целом ($a_7, h = f(X)$).

Вершина a_8 соответствует изотропии эксплуатационных свойств поверхности на всём её протяжении ($h = \text{const}$). При условии $\overline{K}_0(L) = \text{const}$ для состояний a_7 и a_8 имеют место следующие логические выражения:

$$a_7 = ((a_1 \vee a_3) \wedge a_6) \vee ((a_2 \vee a_4) \wedge a_5) = A \vee B \quad (1)$$

$$a_8 = ((a_1 \vee a_3) \wedge a_5) \vee ((a_2 \vee a_4) \wedge a_6) = C \vee D \quad (2)$$

Выражение (1) соответствует анизотропии, а (2) - изотропии поверхности P по величине износа на всём протяжении при заданных компонентах вектора $\overline{E}$ a_5 и a_6 . Именно выполнение условия (2) является оптимальным для большинства случаев практики. Логическое слагаемое $C = (a_1 \vee a_3) \wedge a_5$ представляет собой идеальный случай: обработка и эксплуатация поверхности осуществляется с жёсткими, неизменными режимами. Логическое слагаемое $D = ((a_2 \vee a_4) \wedge a_6)$ предполагает адаптацию поверхности P к переменным в функции её координат условиям эксплуатации путём управления компонентами векторов $\overline{TC}$ и $\overline{K}_0$ процессом фор-

мирования таких функций качества $K_i = f(X)$, которые с учётом априорно известных функций $\mathcal{E}_i = f(X)$ обеспечат условие $(\mathcal{E}C)_i = f(X) = \text{const}$. Решение этой достаточно сложной задачи, требующей управления в процессе обработки целой группой параметров геометрических и физико-механических ПКПС, является одной из проблем, стоящих перед инженерией поверхности.

Её решению способствует созданная на базе станка мод. 6Р13ФЗ с системой ЧПУ "Координата 2ПГ71" система "Контур ПК-NC-01", которая в качестве управляющего модуля включает персональный компьютер.

Факт наличия и возможность использовать ПК для предварительного расчёта траекторий движения инструмента по априорно известным и задаваемым аналитическим зависимостям, а также для связи с внешним оборудованием, измерительно-информационными системами, промышленными роботами, ЭВМ более высокого уровня и др., придают системе "Контур ПК-NC-01" черты, характерные для системы ЧПУ типа CNC и PCNC. При этом следует иметь в виду, что в качестве исполнительной части применяется, физически достаточно работоспособная и надёжная система ЧПУ.

Разработанная система "Контур ПК - NC - 01" наряду с задачами управления ПКПС в процессе обработки позволяет расширить решаемый круг вопросов инженерии поверхностей в части создания различных систем микрорельефов. С этой целью разработан метод формирования микрорельефов поверхностным пластическим деформированием программным способом (ППДПС).

Предложенный программный метод формирования микрорельефов позволяет расширить их классификацию, фрагмент которой (рис. 2) предусматривает 2 основных типа микрорельефов: синусоидальный и несинусоидальный. Синусоидальный подразделяется на 3 разновидности: регулярный, квазирегулярный, стохастический. Причем, последние две разновидности могут быть реализованы только на станках с компьютерными системами ЧПУ (системы (ПК + NC), CNC, PCNC). Параметры синусоидального стохастического микрорельефа формируются путём использования соответствующих датчиков псевдослучайных чисел. Классификация предусматривает три типа стохастического синусоидального микрорельефа: 1) "А - стохастический" - случайной является амплитуда, которая изменяется для каждого периода; 2) "Т - стохастический" - период синусоиды является случайной величиной, изменяющейся по длине обработки; 3) "АТ - стохастический" - случайными величинами являются одновременно амплитуда и период синусоиды.

Несинусоидальные микрорельефы формируются инструментом, центр которого движется относительно обрабатываемой поверхности по непрерывной траектории, имеющей аналитическое непрерывное или ку-

сочно-линейное описание и отличающейся от синусоиды. Это обширный класс микрорельефов, имеющих самую разнообразную структуру и подлежащий дальнейшему детальному исследованию по влиянию, оказываемому на эксплуатационные свойства поверхности.

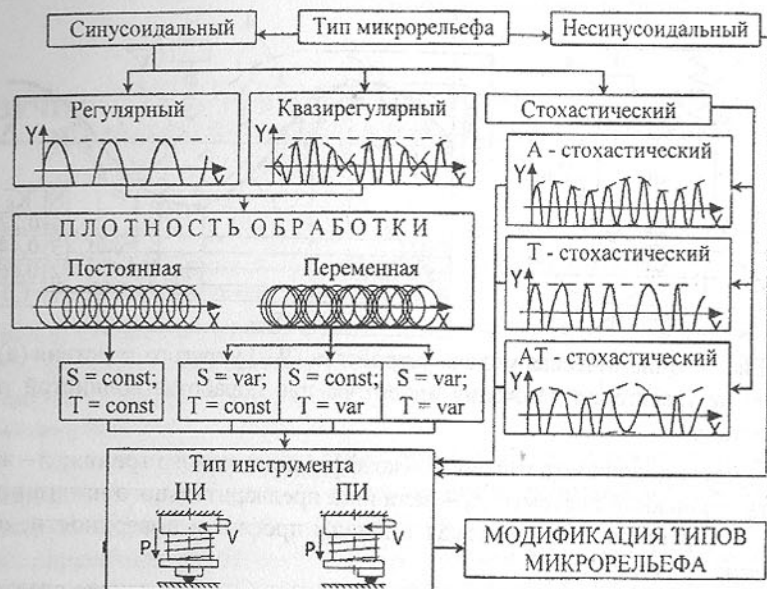


Рис. 2. Типы микрорельефов, реализуемые методом ППДПС на станках с компьютерными системами ЧПУ (ПК + NC, CNC, PCNC)

Предложенная классификация предусматривает микрорельефы с постоянной и переменной плотностью обработки, что достигается различными способами. Различные модификации типов микрорельефа достигаются путем применения инструмента с центральным (ЦИ) или периферийно (ПИ) расположенным индентором, выполненным в виде стального шарика или алмазного выплавителя.

Интерес представляет исследование динамических характеристик процесса алмазного выплавивания как одного из основных инструментов метода ППДПС. Учёт динамики процесса необходим при обработке волнистых поверхностей, профиль которых описывается уравнением:

$$Z_{\text{вх}} = \frac{W_{\text{max}}}{2} \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{S_{\text{mw}}} \cdot X\right), \quad (3)$$

где W_{max} и S_{mw} - соответственно, максимальная высота и средний шаг волнистости по средней линии. Величина $Z_{\text{вх}}$ является входной для принятой динамической модели устройства ППД упругого действия с вертикальной

Для рассматриваемой модели усилие обработки Q определяется следующим дифференциальным уравнением:

The figure consists of two parts. The left part is a schematic diagram of a mechanical system. A mass m (labeled 2) is supported by a spring c (labeled 3). A piston (labeled 4) is shown applying a force F to the mass. The mass is also supported by a roller (labeled 1) which moves horizontally. The horizontal displacement of the roller is X and its velocity is V . The vertical displacement of the mass is Z_{Bx} and the vertical displacement of the roller is Z_{Byx} . The maximum horizontal displacement is W_{max} and the amplitude of the horizontal displacement is A_{01} . The period of the horizontal displacement is $T_x = S_{mv}$.

The right part is a graph showing the dynamic response of the system. The vertical axis is Z and the horizontal axis is x . The graph shows several curves labeled 1, 2, 3, 4, 5. Curve 1 is the base displacement X . Curve 2 is the displacement of the roller Z_{Byx} . Curve 3 is the displacement of the mass Z_{Bx} . Curve 4 is the displacement of the piston Z . Curve 5 is the velocity V . The graph also shows the amplitude A_0 and the period S_{mv} . A table of normalized values is provided:

N	K_{κ}
4	0,22
3	0,44
2	0,66
1	1,0

где m – масса подвижных частей; F – коэффициент вязкого трения; c – жёсткость подвижной системы; Z_0 – величина предварительного натяга пружины; Z – функция, определяемая текущим профилем поверхности; q – ускорение силы тяжести.

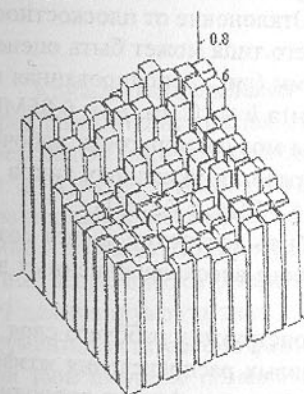
Анализ решения уравнения (4) при рассмотрении процесса без за-
хвата как наиболее неблагоприятного случая, позволил получить неравен-
ство, которому должна удовлетворять скорость обработки V с целью обеспе-
чения безотрывности движения индентора:

Аналогичные результаты получены при решении видоизменённого уравнения, аналогичного (4), для устройств ППД с горизонтально распо-

Статья поступила в редакцию 30.04.2001 г.

Филатов Ю. Д., Сидорко В. И., Крамар В. Г., Скрыбин В. В.
(ИСМ им. В. Н. Бакуля НАН Украины, г. Киев)

Механизм формообразования прецизионных плоских оптических поверхностей исследован в [1], на его основе разработаны методы расчета конструкции рабочего слоя полировального инструмента и кинематических параметров процесса обработки, использование которых позволяет стабильно обеспечивать точность их геометрической формы в пределах 3-5 интерференционных колец. В то же время, для деталей из алюмосили-



Для эффективного полирования такой поверхности необходимо совпадение ее формы с формой рабочей поверхности инструмента или способность последней изменяться в процес-

се полирования. Первое требование в реальных условиях не может быть выполнено, а второе требование может быть обеспечено за счет уменьшения модуля упругости рабочего слоя полировального инструмента или за счет повышения давления прижима инструмента к обрабатываемой детали. Для анализа влияния модуля упругости инструмента на величину деформации его рабочего слоя в процессе обработки использованы результаты [2], в соответствии с которыми величины модуля упругости $E_{кр}$, при котором будет достигаться полный контакт взаимодействующих поверхностей инструмента и обрабатываемой детали:

$$E_{кр} = \frac{0,09 p_a D^4}{N h^3} \quad (1)$$

С помощью полученного уравнения можно определить величину модуля упругости, которую должен иметь рабочий слой полировального инструмента при обработке поверхностей деталей с разными требованиями по точности их формы. Для примера рассмотрено три типа деталей: деталь кино-фотооптики (точная оптика), очковую линзу и деталь без требований к точности формы (плитку из керамического гранита фирмы "MIRAGE"), плоскую поверхность природного камня и т.п.). Первая из них характеризуется точностью формы $N < 5$ интерференционных колец на диаметре $D = 100$ мм и обрабатывается полировальным инструментом, который состоит из полировальных элементов диаметром 10 мм, при давлении $p_a = 0,05$ МПа. Точность формы обрабатываемой поверхности очковой линзы характеризуется отклонением порядка 25 мкм на диаметре 60 мм, а процесс ее полирования осуществляется полировальным инструментом со сплошным рабочим слоем при таком же давлении прижима. Отклонение от плоскостности обрабатываемых поверхностей деталей третьего типа может быть оценено величиной порядка 100 мкм на диаметре 20 мм (рис. 2, полированная поверхность), толщина рабочего слоя инструмента $h = 10$ мм, $p_a = 0,05$ МПа. Расчетные значения необходимой величины модуля упругости рабочего слоя полировального инструмента $E_{кр}$ для обработки указанных типов деталей составляют соответственно: 27,7 ГПа, 18,7 ГПа и 7,2 МПа.

Уменьшение модуля упругости может быть достигнут за счет создания новых полировальных композитов на основе высоконаполненных эластомеров (модуль упругости $E = 0,1-10$ МПа).

Теоретическое исследование влияния конструкции рабочего слоя инструмента осуществлялось путем анализа кривых распределения коэффициента заполнения $k_i(r)$ по круговым зонам радиуса r . Анализ проводился для схемы полирования, при которой плоская поверхность рабочего слоя инструмента взаимодействует с неограниченной обрабатываемой поверхностью (с полупространством), при допущении о незначительном влиянии выхода инструмента за край обрабатываемой поверхности. Исходя из ме-

тодики А.С. Проникова, для расчета интенсивности износа рабочего слоя инструмента было использовано уравнение: $I(r) = \text{const}(r)p(r)r$ ($S(r)$ – длина пути, который проходит элемент рабочего слоя инструмента по обрабатываемой поверхности, $p(r)$ – распределение давления прижима инструмента к обрабатываемой поверхности по круговым зонам). Определяя $I(r)$ как произведение $2\pi k_i(r) \Delta S(r)$ ($\Delta S(r)$ – линейный износ элементов рабочего слоя) и положив $\Delta S(r) = \text{const}$, $p(r) = \text{const}$, показано, что для обеспечения равномерного износа инструмента по круговым зонам необходимо и достаточно выполнение равенства: $k_i(r) = \text{const} S(r)$. Для определения $S(r)$ через величину относительной скорости перемещения элементов рабочего слоя относительно обрабатываемой поверхности для последней получено выражение:

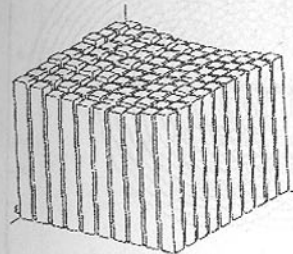


Рис. 2. Полированная поверхность керамического гранита

сти перемещения элементов рабочего слоя относительно обрабатываемой поверхности для последней получено выражение:

$U(r) = \sqrt{\omega_2^2 r^2 + V_0^2} - 2\omega_2 r V_0 \sin(\omega_2 t)$ (V_0 – скорость поступательного движения инструмента, ω_2 – угловая скорость вращения инструмента). Определяя их траекторию движения уравнениями: $x = r \cos(\omega_2 t) + V_0$, $y = -r \sin(\omega_2 t)$ (рис. 3), можно показать, что $S(r)$ выражается в соответствии с формулой:

$$S(r) = \int_0^T U(r) dt \quad (2)$$

Кривые распределения $k_i(r)$ были рассчитаны для инструментов четырех разных конструкций диаметром 160 мм с диаметром центрального отверстия 50 мм, которые отличаются количеством полировальных элементов и их расположением по круговым зонам (таблица). Все конструкции характеризовались возрастающим от центра к краю коэффициентом заполнения в соответствии с теоретической зависимостью $k_i(r)$. На рис. 4 приведены теоретически рассчитанная кривая $k_{i2}(r)$ и кривая распределения $k_i(r)$ для инструмента типа 2. Аналогичные зависимости получены для инструментов всех рассмотренных конструкций. Их сравнение с теоретической зависимостью позволяет выбрать наиболее рациональную конструкцию рабочего слоя полировального инструмента. Наиболее равномерно в процессе полирования будет изнашиваться инструмент с конструкцией рабочего слоя типа 1 (для нее характерно наименьшее отклонение зависимости $k_i(r)$ от теоретической кривой – 19%).

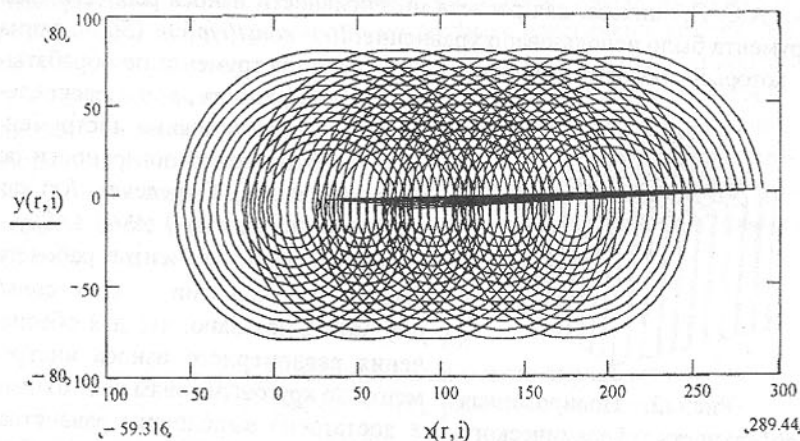


Рис. 3. Траектория движения элемента рабочего слоя инструмента по обрабатываемой поверхности

Таблица - Параметры конструкций рабочего слоя инструментов

Тун 1				
Номер зоны, m	1	2	3	4
Радиус зоны r_0^m , мм	36	39	51	66
Число элементов в зоне n_m	4	4	8	16

Тун 2				
Номер зоны, m	1	2	3	4
Радиус зоны r_0^m , мм	37,5	49,5	61	70,5
Число элементов в зоне n_m	4	4	4	12

Тун 3				
Номер зоны, m	1	2	3	4
Радиус зоны r_0^m , мм	34	47	55	68
Число элементов в зоне n_m	4	4	4	16

Тун 4				
Номер зоны, m	1	2	3	
Радиус зоны r_0^m , мм	37,5	44	67	
Число элементов в зоне n_m	4	8	20	

Для количественной оценки износостойкости рассмотренных конструкций полировального инструмента использовалась величина инте-

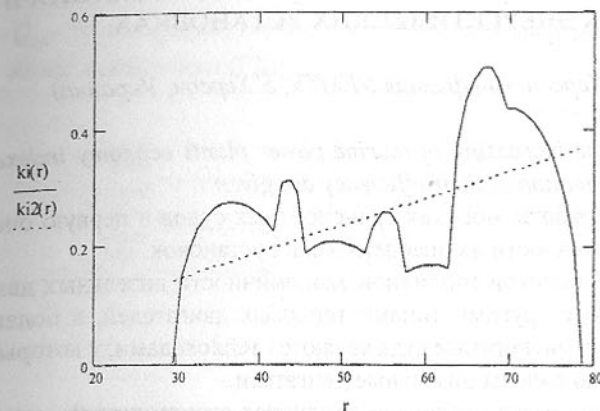


Рис. 4. Кривые распределения $k_i(r)$ для инструмента типа 2

нее интенсивно в процессе полирования будет изнашиваться инструмент с конструкцией рабочего слоя типа 1, который состоит из 32 полировальных элементов, расположенных по круговым зонам инструмента в соответствии с таблицей.

Экспериментальная проверка полученных результатов осуществлялась при полировании плоских поверхностей плит из природного и керамического гранита инструментами на основе оксида алюминия с описанными выше конструкциями рабочего слоя на радиально-сверлильном станке мод. 2Л53У, специально приспособленном для обработки крупногабаритных деталей. В результате опытов установлено, что все конструкции рабочего слоя полировального инструмента обеспечивают равномерный характер его износа и незначительно отличаются по износостойкости.

Список литературы: 1. Филатов Ю.Д. Определение оптимальной формы инструмента при полировании плоских оптических поверхностей // Трение и износ 1991.- Т. 12.- № 3.- С. 452 - 458. 2. Филатов Ю.Д. Полирование поверхностей деталей из естественного камня // Вісник ЖІТІ / Технічні науки.- 1999.- № 10.- С. 90-92.

Статья поступила в редакцию 04.05.2001 г.

ПОВЫШЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

Хоменко В.С. (Херсонский филиал УГМТУ, г. Херсон, Украина)

The possible ways of the increasing of marine power plants economy indexes and the methods for estimation of their efficiency are given.

Рентабельность работы морских транспортных судов в первую очередь зависит от экономичности их энергетических установок.

Из-за очевидной высокой топливной экономичности дизельных двигателей, по сравнению с другими типами тепловых двигателей, в подавляющем большинстве транспортные суда являются теплоходами, у которых в качестве главных установлены дизельные двигатели.

В последние годы резко увеличена топливная экономичность судовых двигателей, у лучших из которых удельный эффективный расход топлива снизился до 0,16 кг/(кВт·ч) при низшей теплоте сгорания 42700 кДж/кг (для условного топлива).

Однако, сама по себе высокая экономичность главного судового дизеля еще не определяет однозначно экономичность в целом судовых дизельных установок (СДУ), т.к. на судне кроме механической энергии (используемой для движения судна), вырабатываются и другие виды энергии (электрическая – для работы ряда судовых механизмов и устройств, тепловая – для подогрева рабочих сред в условиях судна). В связи с этим, оценку экономичности СДУ необходимо делать, только беря во внимание все виды энергии, производимой в пределах энергетической установки, с учетом взаимосвязей между ними.

Пути повышения экономичности СДУ в целом известны [1], основными из которых является утилизация тепловой энергии и выбор оптимальных схем ее осуществления в пределах СДУ.

В общем случае коэффициент эффективности использования теплоты определяется соотношением, вытекающим из рис. 1, на котором показаны входящие потоки теплоты в виде теплоты сгоревшего топлива в главных, вспомогательных двигателях и вспомогательных парогенераторах, а так же выходные потоки энергии в виде теплоты, эквивалентной механической, электрической и тепловой энергии.

Обозначенные на рисунке величины имеют следующий смысл:

Q_m^{zd} - теплота, выделяемая при сгорании топлива в главных двигателях;

Q_m^{ad} - теплота, выделяемая при сгорании топлива во вспомогательных двигателях;

Q_m^{anz} - теплота, выделяемая при сгорании топлива во вспомогательных парогенераторах;

генераторах (ВПГ);

Q_{zd} - теплота, эквивалентная механической энергии, вырабатываемой главными двигателями (ГД);

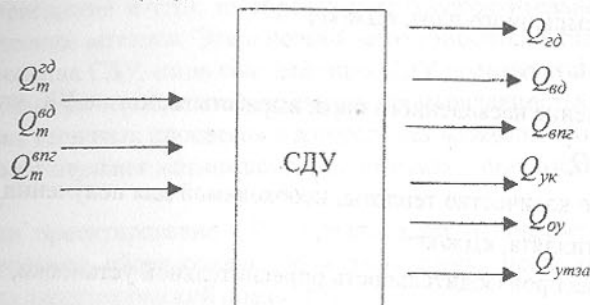


Рис. 1 Распределение входных и выходных энергетических потоков СДУ

Q_{ed} - теплота, эквивалентная электрической энергии, вырабатываемой источниками электрической энергии, включая утилизационные турбогенераторы и валогенераторы;

Q_{anz} - теплосодержание части пара, вырабатываемого во вспомогательном парогенераторе, идущего на цели подогрева (рабочих сред, груза и др.);

$Q_{ук}$ - теплосодержание части пара, вырабатываемого в утилизационном котле (УК), идущего на те же цели;

$Q_{оу}$ - теплота, идущая на цели опреснения воды (чаще всего теплота циркуляционного контура охлаждения двигателя);

$Q_{утза}$ - теплота, эквивалентная механической энергии утилизационного турбозубчатого агрегата.

Исходя из представленной схемы энергопотоков, коэффициент использования теплоты (энергетический к.п.д.) СДУ выразится в следующем виде

$$\eta_{сду} = \frac{Q_{zd} + Q_{ed} + Q_{anz} + Q_{ук} + Q_{оу} + Q_{утза}}{Q_m^{zd} + Q_m^{ad} + Q_m^{anz}} \quad (1)$$

Раскроем составляющие формулы (1)

$$Q_{zd} = 3600 \cdot N_e,$$

где N_e - эффективная мощность главных двигателей, передаваемая к движителю, кВт;

$$Q_{ed} = 3600 \cdot P,$$

где P - суммарная мощность источников электрической энергии (дизельге-

нераторов, турбогенераторов, валогенераторов), кВт;

$$Q_{пг} = D_{впг} \cdot i_n,$$

где $D_{впг}$ - потребление насыщенного пара, вырабатываемого в ВПГ, кг/ч;
 i_n - энтальпия насыщенного пара, кДж/кг;

$$Q_{ук} = D_{ук} \cdot i_n,$$

где $D_{ук}$ - потребление насыщенного пара, вырабатываемого в УК, кг/ч;

$$Q_{оу} = q_{оу} \cdot D_{оу},$$

где $q_{оу}$ - удельное количество теплоты, необходимой для получения одного килограмма дистиллята, кДж/кг;

$D_{оу}$ - необходимая производительность опреснительной установки, кг/ч;

$$Q_{умза} = 3600 \cdot N_{умза},$$

где $N_{умза}$ - мощность, передаваемая от утилизационного турбогенератора на гребной вал, кВт;

$$Q_m^{zd} = g_e^{zd} \cdot N_e^{zd} \cdot Q_n^{zd},$$

где g_e^{zd} - удельный эффективный расход топлива главным двигателем, кг/(кВт·ч);

N_e^{zd} - эффективная мощность главных двигателей, кВт;

Q_n^{zd} - низшая теплота сгорания топлива, на котором работают главные двигатели, кДж/кг;

Q_m^{ed} - определяется аналогично главным двигателям;

$$Q_m^{внз} = B_{внз} \cdot Q_n^{внз},$$

где $B_{внз}$ - расход топлива вспомогательным парогенератором, кг/ч;

$Q_n^{внз}$ - теплота сгорания топлива, на котором работает вспомогательный парогенератор, кДж/кг.

Учитывая, что в СДУ утилизируются энергетические потоки различного потенциала, ряд авторов [1,2] считают более правильным оценивать эффективность СДУ с использованием эксергетического метода, по которому эксергетический к.п.д. установки определяется выражением

$$\eta_{exdu} = \frac{E_{пол}}{E_m}, \quad (2)$$

где $E_{пол}$ - полезно использованная эксергия, кДж/кг;

E_m - эксергия топлива, кДж/кг.

По нашему мнению оба метода оценки эффективности имеют право на их применение. Все зависит, на каком уровне или этапе исследования

эта оценка делается. Если рассматривать все виды энергии, вырабатываемые в СДУ, как энергетический продукт, который в дальнейшем будет расходоваться в тех или иных целях (движение судна, привод механизмов, подогрев, освещение и т.д.), то оправдано и предпочтительно пользоваться энергетическим методом. Это в полной мере относится к стадии эскизного проектирования СДУ, когда комплектация СДУ производится механизмами и оборудованием серийно выпускаемыми промышленностью и повлиять на протекание тепловых процессов в которых нет возможности. Естественно, что это ограничивает возможность оптимизации при создании тепловых схем СДУ.

Если проектирование СДУ предполагает одновременное создание комплектующего оборудования, то в этом случае предпочтительнее использовать эксергетический подход (2).

Учитывая, что большинство комплектующего оборудования принимается как потребители энергии различного вида, остановимся на анализе эффективности СДУ с помощью энергетического метода.

Основные пути повышения экономичности СДУ известны: повышение к.п.д. первичных источников энергии, повышение эффективности работы потребителей энергии установки и введение более глубокой утилизации теплоты первичных источников энергии. При проектировании СДУ из трех перечисленных направлений в основном реализуются возможности более полной утилизации.

Наиболее показательным будет анализ возможностей утилизации теплоты на примере нефтеналивных судов, которым присущи разнообразные режимы работы, требующие больших количеств тепловой и электрической энергии.

Расчетное исследование качества теплоиспользования СДУ на примере среднетоннажного танкера:

Водоизмещение, D40000т;

Скорость хода, v_s15уз;

Дальность, S12000 миль;

Время рейса, τ_p300 ч.

В одном из вариантов СДУ комплектовалась малооборотным двигателем 6ДКРН60/195 производства Брянского машиностроительного завода, во втором среднеоборотным двигателем 6ЧНР60/90 (6Л64) производства фирмы Wartsila.

При комплектации СДУ рассматривались следующие варианты:

- утилизационный котел одного давления;
- утилизационный котел двух давлений;
- утилизационный котел одного давления с отдельным экономайзером;

- установка утилизационного турбогенератора;
 - установка валогенератора;
 - установка валогенератора и турбогенератора.
- Рассматривались следующие режимы работы СДУ:

Ходовые режимы:

- с поддержанием температуры груза 45°C;
- с разогревом груза до 60°C;
- с мойкой танков;
- летний период;
- зимний период.

Стояночные режимы:

- с грузовыми операциями;
- без грузовых операций;
- с мойкой танков.

Первоначально расчеты выполнялись по формуле (1). Полученные результаты дают экономическую оценку работы СДУ на конкретном режиме ее работы без учета времени действия этого режима, что искажает истинную картину теплоиспользования на конкретном отрезке времени, например, за время выполнения судном рейса. В связи с этим, появилась необходимость ввести понятие "средневзвешенный" коэффициент полезного действия установки

$$\eta_{сду}^{ср} = \bar{\tau}_{лр} (\bar{\tau}_{x45} \cdot \eta_{45лр} + \bar{\tau}_{x60} \cdot \eta_{60лр} + \bar{\tau}_{см1} \cdot \eta_{см1лр} + \bar{\tau}_{см2} \cdot \eta_{см2лр} + \bar{\tau}_{см3} \cdot \eta_{см3лр}) + \bar{\tau}_{зр} (\bar{\tau}_{x45} \cdot \eta_{45зр} + \bar{\tau}_{x60} \cdot \eta_{60зр} + \bar{\tau}_{см1} \cdot \eta_{см1зр} + \bar{\tau}_{см2} \cdot \eta_{см2зр} + \bar{\tau}_{см3} \cdot \eta_{см3зр}), \quad (3)$$

где $\bar{\tau}_{лр}$ - доля времени работы СДУ в летний период;

$\bar{\tau}_{зр}$ - то же в зимний период;

$\bar{\tau}_{x45}$ - доля ходового времени работы СДУ в режиме подогрева груза до 45°C;

$\bar{\tau}_{x60}$ - то же - до температуры 60°C;

$\eta_{45лр}$ - к.п.д. установки в ходовом режиме в летний период с подогревом груза до 45°C;

$\eta_{45зр}$ - то же - в зимний период;

$\eta_{60лр}$ - к.п.д. установки в ходовом режиме в летний период с подогревом груза до 60°C;

$\eta_{60зр}$ - то же - в зимний период;

$\bar{\tau}_{см1}$ - доля времени работы установки на стоянке с грузовыми операциями;

$\bar{\tau}_{см2}$ - то же без грузовых операций;

$\bar{\tau}_{см3}$ - доля времени работы установки на стоянке с мойкой танков;

$\eta_{см1лр}$ - к.п.д. установки на стоянке с грузовыми операциями в летний период;

$\eta_{см1зр}$ - то же в зимний период;

$\eta_{см2лр}$ - к.п.д. установки на стоянке без грузовых операций в летний период;

$\eta_{см2зр}$ - то же в зимний период;

$\eta_{см3лр}$ - к.п.д. установки на стоянке с мойкой танков в летний период;

$\eta_{см3зр}$ - то же в зимний период.

Все доли времени взяты относительно общего времени выполнения рейса судном (τ_p).

Основные результаты исследования теплоиспользования приведены в таблице 1.

Таблица 1 - Значения средневзвешенного к.п.д. СДУ

Тип УПГ	Утилизационный котел одного давления			Утилизационный котел двух давлений			Утилизационный котел одного давления с отдельным экономайзером		
Источник электроэнергии на ходовом режиме	Утилизационный турбогенератор	Валогенератор	Утилизационный турбогенератор и валогенератор	Утилизационный турбогенератор	Валогенератор	Утилизационный турбогенератор и валогенератор	Утилизационный турбогенератор	Валогенератор	Утилизационный турбогенератор и валогенератор
$V_{3,у3}$	15,6	15,4	15,5	15,6	15,4	15,4	15,6	15,4	15,5
$\tau_{х, ч}$	769	779	771	769	779	771	769	779	771
$\tau_{р, ч}$	929	939	931	929	939	931	929	939	931
$\bar{\tau}_{x45}$	0,673	0,678	0,673	0,673	0,678	0,673	0,673	0,678	0,673
$\bar{\tau}_{x60}$	0,154	0,152	0,154	0,154	0,152	0,154	0,154	0,152	0,154
$\bar{\tau}_{см1}$	0,035	0,034	0,035	0,035	0,034	0,035	0,035	0,034	0,035
$\bar{\tau}_{см2}$	0,035	0,034	0,035	0,035	0,034	0,035	0,035	0,034	0,035
$\bar{\tau}_{см3}$	0,103	0,102	0,103	0,103	0,102	0,103	0,103	0,102	0,103
$\eta_{45лр}$	0,589	0,559	0,589	0,589	0,559	0,589	0,589	0,559	0,589
$\eta_{45зр}$	0,612	0,683	0,683	0,636	0,683	0,683	0,615	0,683	0,683

Продолжение табл. 1

$\eta_{60,ap}$	0,615	0,706	0,706	0,638	0,732	0,732	0,619	0,712	0,712
$\eta_{60,ap}$	0,623	0,700	0,700	0,643	0,726	0,726	0,626	0,705	0,705
$\eta_{cm1,ap}$	0,448	0,448	0,448	0,448	0,448	0,448	0,448	0,448	0,448
$\eta_{cm1,ap}$	0,546	0,546	0,546	0,546	0,546	0,546	0,546	0,546	0,546
$\eta_{cm2,ap}$	0,616	0,616	0,616	0,616	0,616	0,616	0,616	0,616	0,616
$\eta_{cm2,ap}$	0,603	0,603	0,603	0,603	0,603	0,603	0,603	0,603	0,603
$\eta_{cm3,ap}$	0,617	0,617	0,617	0,617	0,617	0,617	0,617	0,617	0,617
$\eta_{cm1,ap}$	0,646	0,646	0,646	0,646	0,646	0,646	0,646	0,646	0,646
$\eta_{сду}^{св}$	0,611	0,618	0,635	0,618	0,622	0,639	0,613	0,619	0,635

На основании выполненного расчетного исследования можно сделать следующие выводы:

- на транспортных судах в ряде случаев целесообразно устанавливать в качестве главных среднесоборотные двигатели, имеющие примерно равную топливную экономичность с малооборотными двигателями. Температура выпускных газов у среднесоборотных двигателей на 100...150°C выше, чем у малооборотных при той же форсировке рабочего процесса, что позволит провести в СДУ более глубокую утилизацию теплоты выпускных газов;

- при оценке экономичности судовой энергетической установки следует пользоваться понятием "средневзвешенного" к.п.д. (3), что с большей достоверностью позволит определить оптимальную тепловую схему и комплектацию установки; при этом уменьшатся эксплуатационные затраты по судну за счет повышения топливной экономичности СДУ.

Список литературы: 1. Ваншейдт В.А., Гордеев П.А., Захаренко Б.А., Истомин П.А. и др. Судовые установки с двигателями внутреннего сгорания – Л.: Судостроение, 1978-365с. 2. Арнольд Л.В., Михайловский Г.А., Селиверстов В.М. Техническая термодинамика и теплопередача – М.: Высшая школа, 1979-443с.

Статья поступила в редакцию 06.06.2001 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ КИНЕМАТИКИ СФЕРИЧЕСКОЙ РОТОРНОЙ ОБЪЕМНОЙ МАШИНЫ

Цикра С.А. (ДонГИИИ, г. Донецк, Украина)

The design of spherical rotary salftated machine considered. Laws of move-

movement of main rotating parts have obtained. The low vibration, torque evenness and other benefits of spherical rotary machine proved.

Основными движущимися деталями сферической роторной объемной машины (СРОМ) являются два ротора и расположенный между ними диск [1-3]. Совместно с диском роторы образуют в корпусе сферический шарнир Гука. Каждый ротор является аналогом вилки, а диск с пальцем выполняют функцию крестовины. Упрощенная кинематическая схема механизма изображена на рис.1.

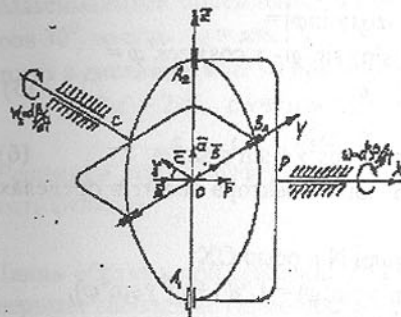


Рис.1.

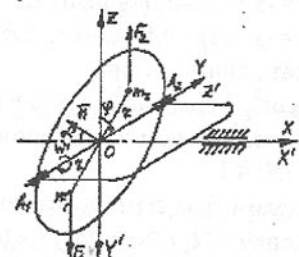


Рис.2.

Для исследования механизма рассмотрим его в системе координат XYZ, центр которой совмещен с точкой пересечения O осей вращения роторов-вилки OP и ОС. Ось X совмещена с осью вращения OP первого ротора, ось вращения ОС второго ротора лежит в плоскости XOZ и повернута на угол γ относительно оси первого ротора (оси OX). В начальном положении поперечная ось первого ротора A_1A_2 совпадает с осью OZ, а поперечная ось второго ротора B_1B_2 совпадает с осью OY. В таком случае пространственную ориентацию роторов однозначно задают векторы $\mathbf{a}$, $\mathbf{b}$, $\mathbf{p}$, $\mathbf{c}$, причем векторы $\mathbf{a}$ и $\mathbf{b}$ перпендикулярны друг другу и определяют положение плоскости диска-крестовины. Указанные векторы можно выразить через единичные векторы $\mathbf{x}$, $\mathbf{y}$ и $\mathbf{z}$ системы координат:

$$\mathbf{p} = \mathbf{x} \quad (1);$$

$$\mathbf{c} = -\mathbf{x} \cos \gamma + \mathbf{z} \sin \gamma \quad (2);$$

$$\mathbf{a} = \mathbf{y} \sin \varphi + \mathbf{z} \cos \varphi \quad (3);$$

где $\varphi = \alpha$ – угол поворота ротора;

ω – угловая скорость ротора.

Поскольку поперечная ось второго ротора B_1B_2 должна быть перпендикулярна его оси вращения ОС и поперечной оси первого ротора A_1A_2 одновременно, соответствующий ей вектор $\mathbf{b}$ можно представить векторным произведением векторов $\mathbf{c}$ и $\mathbf{a}$:

$$\mathbf{v} = [\mathbf{c}^* \mathbf{a}] = \begin{vmatrix} x & y & z \\ -\cos\gamma & 0 & \sin\gamma \\ 0 & \sin\varphi & \cos\varphi \end{vmatrix} =$$

$$= -x \sin\gamma \sin\varphi + y \cos\gamma \cos\varphi - z \cos\gamma \sin\varphi \quad (4)$$

Таким же образом положение диска-крестовины можно задать вектором нормали $\mathbf{N}$, перпендикулярным к его плоскости, в виде векторного произведения векторов $\mathbf{a}$ и $\mathbf{b}$, лежащих в этой плоскости:

$$\mathbf{N} = [\mathbf{a}^* \mathbf{b}] = \begin{vmatrix} x & y & z \\ 0 & \sin\varphi & \cos\varphi \\ -\sin\gamma \sin\varphi & \cos\gamma \cos\varphi & -\cos\gamma \sin\varphi \end{vmatrix} =$$

$$= -x \cos\gamma \sin^2\varphi - y \sin\gamma \sin\varphi \cos\varphi + z \sin\gamma \sin^2\varphi - x \cos\gamma \cos^2\varphi =$$

$$= -x \cos\gamma - 0.5 y \sin\gamma \sin 2\varphi + z \sin\gamma \sin^2\varphi \quad (5)$$

Квадрат длины вектора

$$|\mathbf{N}|^2 = \cos^2\gamma + \sin^2\gamma \sin^2\varphi \cos^2\varphi + \sin^2\gamma \sin^4\varphi = \cos^2\gamma + \sin^2\gamma \sin^2\varphi \quad (6)$$

При максимальном приемлемом $\gamma = \pi/6$ длина вектора лежит в пределах $0.87 < |\mathbf{N}| < 1$.

Определим угол α между вектором нормали $\mathbf{N}$ и осью OX :

$$\cos\alpha = N_x / |\mathbf{N}| = \cos\gamma / \sqrt{\cos^2\gamma + \sin^2\gamma \sin^2\varphi} = 1 / \sqrt{1 + \tan^2\gamma \sin^2\varphi},$$

$$\sin\alpha = \sqrt{1 - \cos^2\alpha} = \tan\gamma \sin\varphi / \sqrt{1 + \tan^2\gamma \sin^2\varphi},$$

$$\tan\alpha = \tan\gamma \sin\varphi \quad (7)$$

Для сравнения рассмотрим движение закрепленного в вилке 1 диска 3 без воздействия на него другой вилки. Обозначим, как и раньше, неподвижную систему координат XYZ . Введем вращающуюся вместе с вилкой 1 и диском 3 подвижную систему координат $X'Y'Z'$, такую, что их центры и оси X и X' совпадают, ось Z' постоянно совпадает с осью вилки A_1A_2 , а ось Y' перпендикулярна осям X' и Z' (рис.2). Если такой диск вывести из положения равновесия, отклонив на угол γ от плоскости вращения вилки YOZ , то вращаясь вместе с вилкой, он будет совершать колебательные движения под действием центробежных сил F_1 и F_2 , приложенных к центрам масс m_1 и m_2 половин диска, разделенных осью A_1A_2 . Положительное направление вектора угловой скорости колебаний $\mathbf{w}'$ выберем совпадающим с вектором $\mathbf{z}'$ подвижной системы координат. Вектор нормали к плоскости диска $\mathbf{n}$ перемещается в плоскости $X'OY'$ и образует с осью OX' угол α' , так что

$$\mathbf{w}' = d\alpha'/dt.$$

Поскольку $F_1 = F_2 = F = 0.5 m \omega^2 r \cos\alpha'$,

где m — масса диска,

ω — угловая скорость вращения вилки,

$r = 0.45R$ — расстояние от оси вращения до центра масс половин,

R — радиус диска.

Тогда момент, создаваемый центробежными силами относительно оси A_1A_2

$$M = 2Fr \sin\alpha' = m \omega^2 r^2 \cos\alpha \sin\alpha' = 0.5 m \omega^2 r^2 \sin 2\alpha'.$$

Момент инерции диска относительно оси A_1A_2

$$J = mr^2 = 0.2 mR^2.$$

Момент импульса колебательного движения диска относительно оси A_1A_2

$$L = Jw' = mr^2 w'.$$

Изменение момента импульса равно моменту сил

$$dL/dt = -M, \quad \text{откуда} \quad mr^2 dw'/dt = -0.5 m \omega^2 r^2 \sin 2\alpha', \quad \text{тогда}$$

$$d^2\alpha'/dt^2 = -0.5 \omega^2 \sin 2\alpha' \quad (8)$$

Максимальный приемлемый в СРОСМ угол между осями вращения роторов 30° , то есть $\gamma = \pi/6$,

тогда в диапазоне $0 < \alpha' < \gamma$ приближенно выполняется равенство

$$\sin 2\alpha' = 2\alpha', \quad \text{с учетом чего получим}$$

$$d^2\alpha'/dt^2 = -\omega^2 \alpha' \quad (9)$$

Решением этого дифференциального уравнения в указанном промежутке есть функция

$$\alpha' = \gamma \sin\alpha \quad (10)$$

Таким образом, при вращении со скоростью ω вместе с вилкой 1 диск 3 совершает свободные гармонические колебания вокруг оси A_1A_2 с периодом $T = 1/\omega$. Выражение для вектора нормали к плоскости диска в подвижной системе

$$\mathbf{n}' = \mathbf{x}' \cos(\gamma \sin\varphi) + \mathbf{y}' \sin(\gamma \sin\varphi) \quad (11)$$

Рассмотрим выражение координат вектора нормали в неподвижной системе. По оси OX

$$n_x = n'_x = \cos(\gamma \sin\varphi);$$

после разложения в ряд $n_x = 1 - 0.5 \gamma^2 \sin^2\varphi$,
при малом $\gamma = \pi/6$ имеем $n_x = 1 - 0.5 \sin^2\gamma \sin^2\varphi = 1 - 0.125 \sin^2\varphi$ (12),
координата находится в пределах $0.87 < n_x < 1$.

По оси OY с учетом малости γ

$$n_y = N'_y \cos\varphi = \sin(\gamma \sin\varphi) \cos\varphi = \sin\gamma \sin\varphi \cos\varphi = 0.5 \sin\gamma \sin 2\varphi \quad (13)$$

По оси OZ

$$n_z = n'_y \sin\varphi = \sin(\gamma \sin\varphi) \sin\varphi = \sin\gamma \sin^2\varphi \quad (14)$$

Квадрат длины вектора $\mathbf{n}$ с учетом малости γ

$$|\mathbf{n}|^2 = 1 - \sin^2\gamma \sin^2\varphi + 0.25 \sin^4\gamma \sin^4\varphi + \sin^2\gamma \sin^2\varphi \cos^2\varphi + \sin^2\gamma \sin^4\varphi =$$

$$= 1 + 0.25 \sin^4\gamma \sin^4\varphi = 1 \quad (15)$$

тогда $|\mathbf{n}| = 1$.

Сравнение полученных результатов для вектора $\mathbf{n}$ с выражениями (5) и (6) для вектора $\mathbf{N}$ показывает, что координаты по осям OY и OX совпадают

$$N_y = n_y, \quad N_z = n_z,$$

Несоответствие координат по оси OX и длин векторов определяет разницу значений углов между вектором нормали и этой осью в обоих случаях, то

есть отклонение колебательного движения диска от свободных гармонических колебаний. Расчетные значения углов при повороте приводного вала приведены в табл. 1.

Для принятого интервала $0 < \alpha < \gamma = \pi/6$ с учетом (7) можем принять $\alpha = \sin \alpha = \sqrt{1 - \cos^2 \alpha} = \text{tg} \gamma \sin \varphi / \sqrt{1 + \text{tg}^2 \gamma \sin^2 \varphi}$.

Тогда скорость колебательного движения диска с учетом $\varphi = \omega t$

$$w = d\alpha/dt = \omega \text{tg} \gamma \cos \varphi (1 + \text{tg}^2 \gamma \sin^2 \varphi)^{-1/2} + \omega \text{tg}^3 \gamma \sin^2 \varphi \cos \varphi (1 + \text{tg}^2 \gamma \sin^2 \varphi)^{-3/2} \quad (16)$$

Скорость свободных гармонических колебаний

$$w' = d\alpha'/dt = \omega \gamma \cos \varphi \quad (17)$$

Расчетные значения скоростей, отнесенные к скорости вращения приводного вала ω , указаны в табл. 1.

Таблица 1

φ	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
α	0	5	11	16	20	26	27	28	29	30
α'	0	5	10	15	18	23	26	28	29	30
W/ω	0.57	0.56	0.54	0.52	0.45	0.38	0.30	0.21	0.10	0
W'/ω	0.57	0.56	0.54	0.50	0.43	0.36	0.29	0.19	0.10	0

φ	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
α	30	29	28	27	26	20	16	11	5	0
α'	30	29	28	26	23	18	15	10	5	0
W/ω	0	-0.10	-0.21	-0.30	-0.38	-0.45	-0.52	-0.54	-0.56	-0.57
W'/ω	0	-0.10	-0.19	-0.29	-0.36	-0.43	-0.50	-0.54	-0.56	-0.57

φ	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270
α	0	-5	-11	-16	-20	-26	-27	-28	-29	-30
α'	0	-5	-10	-15	-18	-23	-26	-28	-29	-30
W/ω	-0.57	-0.56	-0.54	-0.52	-0.45	-0.38	-0.30	-0.21	-0.10	0
W'/ω	-0.57	-0.56	-0.54	-0.50	-0.43	-0.36	-0.29	-0.19	-0.10	0

φ	270	280	290	300	310	320	330	340	350	360
α	-30	-29	-28	-27	-26	-20	-16	-11	-5	0
α'	-30	-29	-28	-26	-23	-18	-15	-10	-5	0
W/ω	0	0.10	0.21	0.30	0.38	0.45	0.52	0.54	0.56	0.57
W'/ω	0	0.10	0.19	0.29	0.36	0.43	0.50	0.54	0.56	0.57

Как видим, движение диска в СРОМ практически не отличается от свободных гармонических колебаний под действием центробежных сил, поэтому не вызывает динамических нагрузок на приводном вале.

Рассмотрим движение свободного ротора 2 (рис. 1). Вращение его описывается углом β между ранее определенным вектором $\mathbf{v}$ и осью ОУ. Пропедев преобразования, аналогичные приведенным выше, получим:

$$\text{tg} \beta = \text{tg} \varphi / \cos \gamma \quad (18)$$

$$w_2 = d\beta/dt = \omega \cos \gamma / (1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \varphi) \quad (19)$$

$$dw_2/dt = -(\omega \cos \gamma / (1 - \sin^2 \gamma \cos^2 \varphi))^2 \sin^2 \gamma \sin 2\varphi / \cos \gamma = -w_2^2 \sin^2 \gamma \sin 2\varphi / \cos \gamma \quad (20)$$

Таким образом, свободный ротор совершает ускоренно-вращательное движение, расчетные параметры которого приведены в табл. 2 (указаны относительные значения скорости w/ω и ускорения $\Omega = (dw_2/dt)/\omega^2$). Во второй половине оборота значения повторяются.

Таблица 2

φ	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
β	0	11	22	33	44	54	63	72	81	90
W_2/ω	1.16	1.15	1.11	1.07	1.02	0.97	0.93	0.89	0.87	0.86
Ω	0	-0.13	-0.23	-0.28	-0.29	-0.27	-0.21	-0.15	-0.07	0

φ	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180
β	90	99	108	116	126	136	146	157	168	180
W_2/ω	0.86	0.87	0.89	0.93	0.97	1.02	1.07	1.11	1.15	1.16
Ω	0	0.07	0.15	0.21	0.27	0.29	0.28	0.23	0.13	0

Расчетный момент инерции свободного ротора относительно своей оси вращения

$$J_2 = 0.2 mR^2 \quad (21)$$

где m – масса ротора,

R – радиус его сферической поверхности.

Возникающий от неравномерности вращения ротора момент силы

$$M_2 = J_2 dw_2/dt \quad (22)$$

в большинстве применений СРОСМ соизмерим с моментом на приводном вале. Причем характер этой неравномерности вращения такой, что ротор тормозится, отдавая энергию, в первой четверти поворота вала и ускоряется, аккумулируя энергию, во второй четверти поворота вала (на рис. 1, 4 показано исходное положение). В двухтактных двигателях внутреннего сгорания [3] первое соответствует концу сжатия, а второе – началу расширения, при этом увеличивается равномерность крутящего момента на выходном вале двигателя.

Список литературы: 1. Цікра С.А. Роторна сферична об'ємна машина. Заявка України №99105752 від 21.10.1999. 2. Цікра С.А. Роторна сферична об'ємна машина. Заявка України №2001021100 від 16.2.2001. 3. Цікра С.А. Двухтактный роторный сфероидальный двигатель с управляемыми параметрами. Сб. трудов ДонГАСА, Донецк, 2001.

Статья поступила в редакцию 08.06.2001 г.

ДИАГНОСТИКА ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Чашко М.В., Левшов А.В. (ДонГУ, г. Донецк, Украина)

The diagnosing of the electropower equipment is expedient for carrying out at three levels. They can be realized on the personal computer with application of known software.

Работа посвящена способам и устройствам для автоматической оценки состояния электротехнического оборудования. Актуальность разработок в области диагностики обусловлена усложнением оборудования, которое делает невозможной диагностику традиционными методами, и увеличением стоимости отказа – потерями от простоя технологического оборудования при его неисправности.

Традиционно диагностика осуществляется по схеме, представленной на рис. 1. Устройство диагностики (УД) содержит генератор стимулирующего сигнала (СС), датчик значения нормы (Н), устройства сравнения (УС), устройство индикации (УИ). УС сравнивает реакцию объекта диагностики (ОД) на СС со значением Н (тем, которое должно быть при исправном ОД), УИ представляет результат сравнения в виде, удобном для пользователя. При диагностировании нескольких параметров УД снабжено коммутаторами и нормирующими устройствами, переключающими и преобразующими стимулирующие сигналы и сигналы реакции различных элементов ОД на них.

Существующие в настоящее время компьютерные средства контроля дают возможность создать технологии диагностирования, отличные от традиционной. Цель данной работы – представить три уровня диагностирования электроэнергетического оборудования.

По уровню общности целесообразно различать локализацию неисправности – определение неисправного элемента ОД, определение его общего состояния и определение ресурса.

Локализация неисправности может быть эффективно выполнена сравнением спектров тока или напряжения при работе ОД. Их спектры более информативны с точки зрения диагностики, чем сам сигнал, это видно

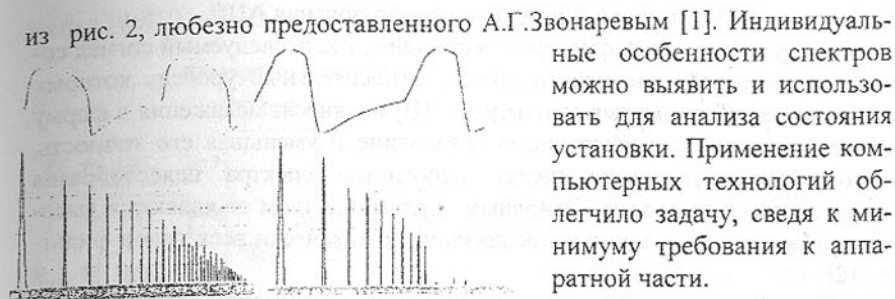


Рис. 2. Осциллограммы и спектры напряжения в нормальном режиме и при неисправности

соответствующими различным режимам работы устройства или неисправностям, занесенными в базу данных. Анализ осуществляется в реальном времени, что позволяет быстро локализовать неисправность.

Система диагностирования, основанная на этом принципе (рис. 3), включает в себя аппаратную и программную составляющие. Аппаратная реализация состоит из нормирующего преобразователя (НП), аналого-цифрового преобразователя (АЦП) и персонального компьютера. Программная составляющая включает в себя несколько взаимосвязанных модулей: модуль получения оцифрованного сигнала; модуль цифровых фильтров и спектрального анализа, реализующий получение спектров; модуль базы данных; модуль логического анализа, сравнивающий полученный спектр со спектрами в базе данных.

Основным требованием, предъявляемым к модулю оцифровки сигнала, является скорость преобразования, которая должна соответствовать скорости изменения исследуемого сигнала. Как известно, частота дискретизации должна быть в 2 раза выше частоты наивысшей гармоники входного сигнала. Это позволяет получить два отсчета на период высшей гармоники, что удовлетворяет требованиям диагностирования. Целесообразно применить алгоритм интерполяции при помощи полинома Лагранжа [2]. Требования к точности оцифровки невелики, так как основное значение имеет форма сигнала, и соответственно его спектр. Для большинства сиг-

налов спектров можно выявить и использовать для анализа состояния установки. Применение компьютерных технологий облегчило задачу, сведя к минимуму требования к аппаратной части.

Принцип работы системы заключается в сравнении спектров сигналов рабочей установки со спектрами,

Система диагностирования, основанная на этом принципе (рис. 3),



Рис. 3. Схема локализации неисправности

включает в себя аппаратную и программную составляющие. Аппаратная реализация состоит из нормирующего преобразователя (НП), аналого-цифрового преобразователя (АЦП) и персонального компьютера.

налов вполне достаточно 6-8 разрядов преобразования АЦП.

Модуль цифровых фильтров необходим, т.к. исследуемый сигнал содержит некоторое количество шумов, относительный уровень которых особенно велик при малых амплитудах. Шумы вносят искажения в форму спектра сигнала, затрудняя диагностирование и уменьшая его точность, поэтому непосредственно перед получением спектра целесообразна цифровая фильтрация. Основным преимуществом ее являются высокая эффективность и простота реализации практически всех типов фильтров [2].

Получение спектра сигнала основано на применении быстрого преобразования Фурье (FFT) [2] для определения амплитуд частотных составляющих и последующей интерполяции для получения непрерывного спектра.

Наиболее трудоемкой задачей является создание базы данных, содержащей спектральные «портреты» сигналов, соответствующие нормальным и аномальным режимам работы диагностируемого устройства. Если все режимы работы объекта диагностики детально известны, возможна программная эмуляция его неисправностей при помощи моделирования [4]. В противном случае необходимо экспериментально определить гармонический состав при различных аномалиях.

При работе устройства напряжение или ток диагностируемой установки подаются через НП на вход АЦП и после оцифровки анализируются программой диагностики. Осуществляется предварительная интерполяция и фильтрация сигнала и в таком виде он подается на анализатор спектра. Полученный спектр модулем логического анализа сравнивается сначала со спектром сигнала, соответствующим нормальной работе диагностируемого устройства. При этом анализируются не все спектры, а только индивидуальные особенности (наличие определенных гармоник, отношение их амплитуд и т.д.), так как даже в норме формы напряжения и тока различны при разных режимах работы. При значительных отклонениях спектра от нормы выдается предварительное сообщение о нарушении режима работы ОД и проводится его детальный анализ, который заключается в сравнении спектров напряжения и тока ОД со спектрами, соответствующими различным неисправностям (базой данных). В результате точно, вплоть до отдельного элемента, локализуется место неисправности.

Состояние электроэнергетического оборудования может быть оценено в терминах «отличное», «хорошее», «удовлетворительное» или количественно в баллах. Для этого устройство диагностики (рис. 4) содержит датчики существенных для функционирования ОД физических величин (напряжения и тока, сопротивления изоляции, температуры критичных элементов и т.д.), нормирующие преобразователи (НП), устройство фаззи-

логики (ФЛУ), и УИ.

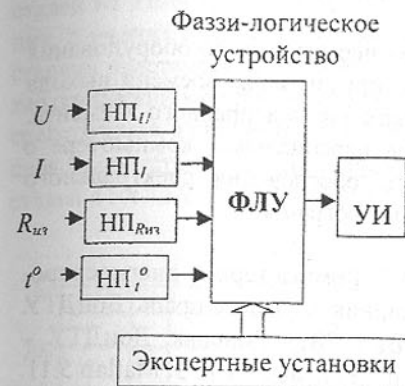


Рис. 4. Диагностирование общего состояния оборудования

зующее общее состояние ОД. Устройство индикации представляет это число в виде оценки в удобном пользователю виде – цифровом, словесном, в виде цвета, мелодии и т.д. Описанная выше диагностика спектральным анализом (рис. 3) может входить составным элементом диагностирования состояния, представляя информацию о величине в виде ее спектрального портрета.

Ресурс работы электроэнергетического оборудования понимается как отрезок времени от текущего момента до момента, когда плотность вероятности отказа превышает допустимое значение.

Структурная схема представлена на рис. 5. Идея оценки ресурса - в

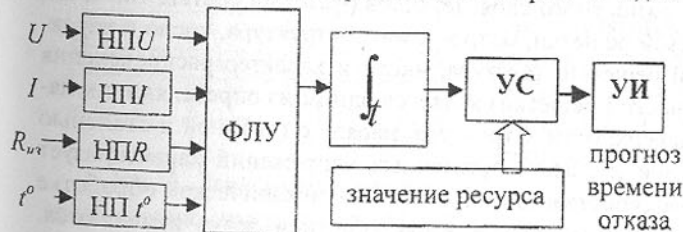


Рис. 5. Схема прогнозирования выхода оборудования из строя

сравнении интеграла по времени входной величины с известным (заданным) значением. В качестве входных величин могут быть использованы фактические нагрузки или их обобщенное значение, выполненное описанным выше устройством (рис. 4). Заданные значения ресурса могут быть получены из опыта эксплуатации аналогичного оборудования. Вариант

Предварительно эксперт присваивает множествам численных значений контролируемых величин качественные значения типа «высокое» – «низкое» (напряжение, сопротивление изоляции), «большой», «нормальный», «малый» (ток). Эта экспертная установка введена в ФЛУ. Последнее сравнивает фактически измененные значения величин с множествами, качественные значения которым присвоил эксперт, определяет средневзвешенное значение совокупности множеств и выдает одно число, характери-

сравнении интеграла по времени входной величины с известным (заданным) значением. В качестве входных величин могут быть использованы

определения заданного значения ресурса – использование зависимости плотности вероятностей отказа от времени работы и плотности отказов в текущее время.

Вывод. Диагностирование электроэнергетического оборудования целесообразно выполнять на трех уровнях: предсказание времени выхода из строя – оценка текущего состояния – указание неисправного элемента. Эта иерархия может быть реализована на персональном компьютере с применением известного математического обеспечения спектрального анализа и фаззи-логики, входящего в пакеты программ.

Список литературы: 1. Звонарев А.Г. Компьютерное диагностирование электротехнических устройств // Збірник наукових праць ДонДТУ. Серія «Електротехніка і енергетика». – Вип. 28. – Донецьк, ДонДТУ. – 2001. – С.. 2. Mathcad 2000. Signal Processing Function Pack. 3. Matlab 5.11. Signal Processing Toolbox. 4. Electronik Workbench EDA v.5.1. Interactive Image Technologies LTD, 1996.

Статья поступила в редакцию 11.06.2001 г.

ВЫБОР РЕЖИМОВ И УСЛОВИЙ МЕХАНООБРАБОТКИ С УЧЕТОМ СОСТОЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ДЕТАЛЕЙ

Чистяков А.В. (ШИ ЮРІТУ, г. Шахты, Россия)

The article is devoted to questions of a choice of rational ways and modes of machining by the physical phenomena in a zone of cutting and plastic deforming of surface layer of details ensuring increase of details operational properties.

Структура поверхностного слоя металлов (фазовый состав, тип и характер кристаллической решетки, макро- и микроструктура, число и характер кристаллической решетки, текстура, число и характер распределения дефектов кристаллической решетки) является одним из определяющих параметров качества поверхности. Структура, наряду с глубиной и степенью упрочнения, величиной и знаком остаточных напряжений характеризует физико-механические свойства поверхности. При механической обработке материалов их физико-механические характеристики резко изменяются. Наиболее гибкой из этих характеристик, поддающейся количественной оценке, является плотность дислокаций [1, 2].

Определена универсальная характеристика структуры поверхностного слоя деталей – плотность дислокаций материала поверхностного слоя и прослежена связь плотности дислокаций с другими показателями физико-механического и структурного состояния поверхностного слоя деталей.

Исследовано влияние технологической наследственности различных марок сталей на изменение плотности дислокаций металла при трении скольжения, с учетом того, что плотность дислокаций может служить критерием степени пластической деформации металла, и является одной из основных характеристик качества поверхностного слоя деталей, оказывающих непосредственное влияние на качественные показатели их эксплуатационного слоя. Была установлена линейная корреляция между ρ , ΔH , H_{μ} , $(\sigma_{\text{ост}})_{\text{max}}$ для сталей 110Г13Л, 12ХМФ, Х18Н9Т, 40Х, причем для сталей аустенитного

класса она оказалась более тесной, чем для сталей ферритно-перлитного класса [3].

Установлено, что в процессе трения поверхностная плотность дислокаций уменьшается, когда в поверхностном слое испытываемых на износ образцов возникают напряжения растяжения компенсирующие ранее созданные в результате поверхностного пластического деформирования напряжения сжатия, способствующие выходу дислокаций на поверхность. Кроме того в некоторых случаях при создании растягивающих напряжений в поверхностном слое поверхностная плотность дислокаций возрастает, так как растягивающие напряжения, возникающие в процессе трения создают дополнительные препятствия для выхода дислокаций на поверхность.

В качестве комплексного показателя, оценивающего износостойкость поверхностей и физико-механического состояния обработанного поверхностного слоя

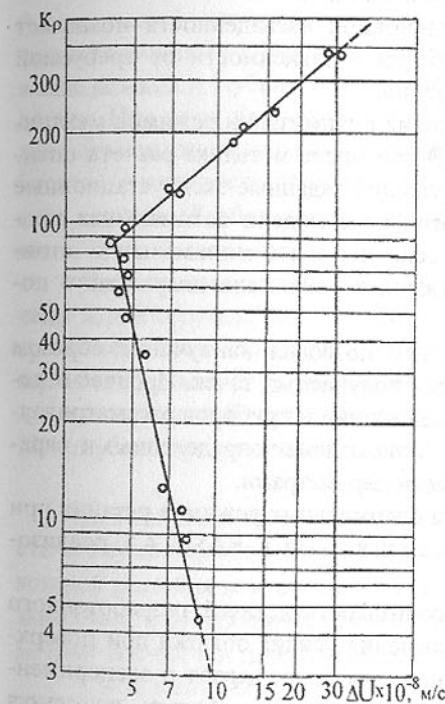


Рис. 1. Зависимость скорости изнашивания поверхности ΔU от величины $\kappa\rho$ (сталь 40Х – сталь Р18, $V_{\text{ск}} = 0,5$ м/с, $q = 0,8$ МПа)

предложен показатель дислокационной насыщенности $\kappa\rho$ равный отношению плотности дислокаций обработанной поверхности детали к исходной плотности дислокаций. Возможно использование универсального показателя дислокационной насыщенности $\kappa\rho$ для прогнозирования износостой-

кости обрабатываемых деталей, после конкретных технологических процессов обработки.

На рис. 1 в логарифмической системе координат представлен экспериментальный график зависимости скорости изнашивания ΔU от k_p для стали 40X.

Используя этот график и зная величину k_p после конкретной механической обработки, можно с вероятностью 0,95 прогнозировать износостойкость обрабатываемых деталей. Для технологического ее обеспечения в деталях ПР были определены достижимые значения величины k_p при различных видах чистовой обработки сталей 40X и 45.

Применение показателя дислокационной насыщенности позволяет оптимизировать условия механообработки в зависимости от требуемой скорости изнашивания поверхности трения.

Разработаны различные направления оптимизации режимов механической обработки с помощью ЭВМ. В том числе методика расчета оптимальных режимов резания, обеспечивающих заданные эксплуатационные характеристики. Предложены математические модели оптимальных процессов механической обработки, обеспечивающие минимальную стоимость обработки и требуемые качественные показатели получаемого поверхностного слоя.

Метод планирования эксперимента позволил наилучшим образом приблизиться к множеству эмпирически получаемых точек. Процесс отсечной обработки поверхностей деталей машин и приборов рассматривался как некоторая физическая система, описываемая определенными параметрами, а также входными и выходными параметрами.

Разработаны программы расчета оптимальных режимов резания при многопереходной обработке деталей на языке QUICK BASIC 4.5, реализованные на ПЭВМ.

Исследовано влияние на износостойкость деталей разработанного способа определения оптимального значения усилия обкатки при поверхностном пластическом деформировании, заключающегося в экспериментальном определении оптимального значения усилия обкатки, используя графические зависимости влияния давления и структурного состояния материала на упрочнение поверхностного слоя. При этом в качестве основной характеристики обработанной поверхности детали выбирается величина плотности дислокаций. Разработанный способ снижает затраты времени на определение оптимального значения усилия обкатки [4, 5].

Были проведены исследования распределения показателей качества обработанной поверхности деталей: параметра шероховатости поверхности R_a , безразмерной характеристики шероховатости Δ , глубины упрочненного слоя ΔH , микротвердости H_μ и величины остаточных напряжений

$\sigma_{ост}$. Анализ результатов исследований дает возможность сделать следующие выводы: сужение полей рассеяния показателей качества поверхностного слоя при некоторых видах поверхностного пластического деформирования приводит не только к сужению поля рассеяния износостойкости, но и к повышению износостойкости их поверхности [6, 7].

Полученные выводы позволяют применять на практике одни и те же технологические методы при металлообработке как для обеспечения заданной точности размеров детали, так и для получения необходимых эксплуатационных показателей качества поверхностного слоя.

На основании установленной связи элементов режимов резания (V , S , t) с величиной характеристики застойной зоны разработан способ назначения рациональных режимов резания, учитывающий физические явления в зоне резания и глубину упрочненного слоя на обработанной поверхности детали. При этом для нахождения коэффициента и показателя степени в данной зависимости составлена номограмма, по которой значения коэффициента и показателя степени определяются в зависимости от механических свойств обрабатываемого материала σ_m , геометрии заточки инструмента (φ , γ , r) и его материала.

На установке для быстрого вывода резца из зоны резания были изучены корни стружек, полученные при различных условиях резания. Одновременно исследовалась глубина упрочненного слоя на обработанной поверхности детали. В результате исследований было установлено, что между характеристикой застойной зоны на передней поверхности инструмента Δh и глубиной упрочненного слоя ΔH существует следующая зависимость:

$$\Delta h = c_A (\Delta H)^U \quad (1)$$

Для нахождения коэффициента c_A и показателя степени U в соответствии с существующими рекомендациями была составлена номограмма, по которой значения коэффициента c_A и показателя степени U определяются в зависимости от механических свойств обрабатываемого материала σ_m , геометрии заточки инструмента (φ , γ , r) и его материала.

Связь между элементами режимов резания (V , S , t) и величиной характеристики застойной зоны Δh определяется формулами

$$V = c_V (\Delta h)^x; S = c_S (\Delta h)^y; t = c_t (\Delta h)^z. \quad (2)$$

В этих формулах коэффициенты c_V и c_S (обычно глубиной резания t задаются) и показатели степеней x и y могут быть также определены по соответствующей номограмме.

Способ назначения рациональных режимов резания с учетом физических явлений в зоне резания и глубины упрочненного слоя сводится к следующему алгоритму:

1) в зависимости от требуемых эксплуатационных характеристик детали (износостойкости), ее материала и вида механической обработки ус-

танавливается допустимая глубина упрочненного слоя на поверхности детали ΔH ;

2) по формуле (1) определяется величина характеристики застойной зоны на передней поверхности инструмента Δh ;

3) по величине полученной характеристики застойной зоны определяются значения элементов режимов резания, используя зависимости (2);

4) полученные значения элементов режимов резания (n , S) согласуются с паспортными данными станков.

При использовании предлагаемого способа возможно получение постоянной глубины упрочненного слоя на обработанной поверхности, что повышает долговечность детали.

На АОЗТ «Шахтинский завод гидропривод» внедрены методики технологического прогнозирования износостойкости обрабатываемых деталей и составления технологических процессов механообработки деталей по показателю дислокационной насыщенности поверхностного слоя обрабатываемого материала, при этом достигается повышение срока службы обрабатываемых деталей в 1,5-1,7 раза, а также повышение производительности механообработки на 15 %.

Таким образом, выбор рациональных способов и режимов механической обработки с учетом физических явлений в зоне резания и пластического деформирования поверхностного слоя деталей обеспечивает требуемую износостойкость деталей.

Список литературы: 1. Чистяков А.В. Влияние физико-механического и структурного состояния поверхностного слоя деталей на их износостойкость / Новочерк. политехн. ин-т. - Новочеркасск, 1987. 16 с. Деп. в ВНИИТЭМР 28.04.87. № 206 мш-8723. 2. Чистяков А.В. Пути формирования структуры поверхностного слоя деталей при механической обработке / Новочерк. политехн. ин-т. - Новочеркасск, 1987. 11 с. Деп. в ВНИИТЭМР 28.04.87. № 207 мш-87.85. 3. Гоголев А.Я., Бутенко В.И., Чистяков А.В. Об одной универсальной характеристике структуры поверхностного слоя деталей // Изв. высш. учеб. завед. Сев.-Кавк. региона. Техн. науки, 1994. № 3-4. С. 146-151. 4. А.с. 1611712 СССР Способ определения оптимального значения усилия обкатки при поверхностном пластическом деформировании / В.И. Бутенко, А.В. Чистяков // Б.И. 1990. № 45. 5. Чистяков А.В. Выбор режимов и условий механообработки с учетом пластического деформирования поверхностного слоя деталей // Научно-технические и социально-экономические проблемы Российского Донбасса: Мат. 49-й науч.-производств. регион. конф. - г. Шахты, 17-25 апреля 2000 г.: Ростов-на-Дону: СКНЦ ВШ, 2000. С. 32-36. 6. Бутенко В.И., Чистяков А.В., Ильинов М.А. Закон распределения показателей качества обработанных поверх-

ностей деталей машин // Изв. ВУЗ. Машиностроение, 1983. № 12. С. 13-15. 7. Чистяков А.В., Гоголев А.Я. Назначение режимов и условий механообработки деталей с учетом пластического деформирования в зоне резания // Динамика технологических систем: Тез. докл. V Междунар. науч.- техн. конф. - Ростов н/Д: ДГТУ, 1997. - Т.1. - С. 123-125.

Статья поступила в редакцию 03.05.2001 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ, ОБРАБОТАННЫХ ЛАЗЕРОМ

Чернета О.Г., Коробочка А.Н., Козина Н.Н., Пустовойт А.М.
(ДГТУ, ДКХЗ, г. Днепродзержинск, Украина)

New method of treatment of the work surface of piston ring has been proposed. First of all the tools of pistons rings are treated by nitrogen and after this by laser. These actions given the structure of nitrogen martensite and gardenite (one of the kinds of martensite) in steel of 50HFA.

Важнейшим фактором, влияющим на износостойкость поверхностей трибоконтактирующих пар «поршневое кольцо- гильза цилиндра», является высота микронеровностей поверхностного слоя и микроструктура материала образца от физико-механических свойств которой зависит эксплуатационные качества детали в целом.

При установившемся режиме изнашивания трущихся поверхностей процессы съема микрочастиц с металлической поверхности трибоконтактирующих пар стабилизируются и приостанавливаются вследствие возникновения в поверхностных зонах структуры « мартенсита трения » [1].

Микро геометрия трущихся поверхностных слоев поршневого кольца во многом определяет захват и удержание смазочного материала, который предотвращает абразивный износ материалов и переводит процессы трения в режим гидродинамической смазки, что позволяет на длительный период сохранить эксплуатационные характеристики в трибоконтактирующих парах. Формирование исходных износостойких структур в деталях машин и, в частности, в поршневых кольцах двигателей внутреннего сгорания при заданной шероховатости исходной поверхности существенно снизит приработочный цикл пар трения и обеспечит более длительный эксплуатационный период функционирования узла трения в целом.

Применяемые технологии, связанные с нанесением пористых покрытий на исходные поверхности трения с заданной шероховатостью, позволяют удерживать смазочный материал на поверхности и избегать изно-

средственного контакта трущихся пар.

Для обеспечения работы пары трения «поршневое кольцо- гильза цилиндра» в режиме гидродинамической смазки предлагается рабочую поверхность кольца подвергать азотированию с последующей лазерной обработкой. В результате газового азотирования исходная поверхность кольца насыщается азотом на глубину до 60 мкм с образованием нитридов железа типа Fe_3N , Fe_4N , имеющих микротвердость азотированного слоя на стали 50ХФА с исходной ферритно-карбидной структурой до $H_{\mu 50} = 6000$ МПа, которые обеспечивают износостойкие и коррозионно-стойкие свойства поверхности контакта трущихся пар. Для мартенситных превращений и образования пористой структуры поверхностный слой исходной рабочей поверхности поршневого кольца обрабатывали импульсным лазером типа ГООС 1001 с энергией накачки равной 25 кДж с фокусным расстоянием, равным 285 мм, и диаметром сфокусированного луча лазера, равным 5 мм.

Обработка локальных участков рабочей поверхности позволила получить сложную структуру поверхностного слоя, состоящей из последовательно чередующихся зон (рис.1.) с заданной микро геометрией поверхности. В поверхностных слоях лазерной обработки обнаруживаются белые, не травящиеся зоны, чередующиеся с темными протравленными областями со структурой азотистого мартенсита. Белые зоны имеют высокую микро-



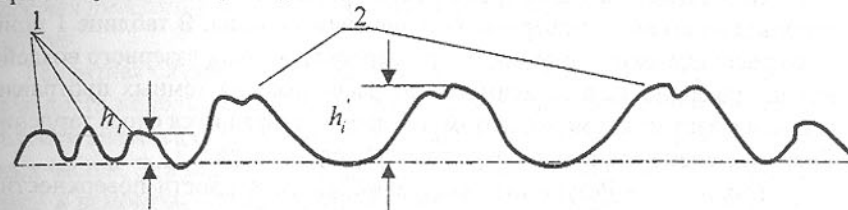
Рис.1. Микроструктура зоны лазерной обработки поршневого кольца, $\times 400$

твердость до $H_{\mu 50} = 9200$ МПа, что соответствует одному из разновидно-

стей бесструктурного мартенсита – гардениту [2].

Под зоной лазерной обработки располагается зона термического влияния плавно переходящая в матричный материал с сорбитной структурой, микротвердость которой составляет $H_{\mu 50} = 9200$ МПа.

Проведенные измерения параметров шероховатости рабочей поверхности поршневого кольца, обработанной лазером, на профилемере позволяют выявить увеличение высоты микро неровностей в зонах воздействия лазерного луча в 2...3 раза (рис.2.).



- 1- высота микро неровностей до лазерной обработки;
- 2- высота микро неровностей после лазерной обработки:

Рис. 2. Профилограмма рабочей поверхности поршневого кольца

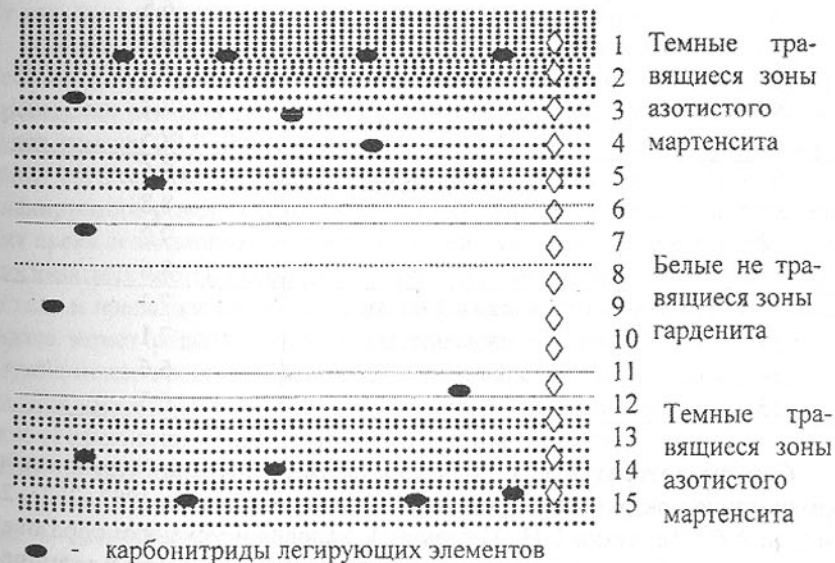


Рис. 3. Схема расположения измерений микротвердости поверхности

Появление на поверхности разно упрочненных зон с увеличенной

шероховатостью приводит при работе в трибосопряженных парах к «островковому эффекту», когда в микро неровностях поверхности может концентрироваться и удерживаться смазочный материал, переводящий процессы абразивного истирания в работу поверхностей в режиме гидродинамической смазки. При этом контакт между трущимися поверхностями осуществляется через смазочный слой при отсутствии прямого контакта между поверхностями трения. Контактное трибонагружение через смазочный слой поглощается поверхностью и рассеивается в разнотипных зонах поверхностного слоя и тем самым значительно снижает негативные трибологические воздействия на поверхность поршневого кольца. В таблице 1 приведены распределения значений микротвердости в зонах лазерного воздействия на поверхность в зависимости от расположения темных протравленных зон с азотистым мартенситом и белых не травящихся слоев гарденита. Схема измерений микро неровностей приведена на рис. 3.

Таблица 1 – Результаты измерений микротвердости поверхностных слоев стали 50ХФА подвергнутых лазерной обработке

Точки измерений	Микроструктура	Микротвердость, $H_{\mu 50}, 10^3, \text{МПа}$
1	Зона азотистого мартенсита	6,2
2		6,5
3		6,8
4		7,0
5		7,2
6		7,5
8	Зона гарденита	8,5
9		8,8
10		9,2
11		8,6
12	Зона азотистого мартенсита	7,3
13		7,1
14		6,6
15		6,3

Список литературы: 1. Кершенбаум В. Я. Механо- термическое формирование поверхностей трения.- М.: Машиностроение, 1987.-252с. 2. Завьялов А.С., Теплухин Г.Н., Габеев К.В. Условия и механизм образования бесструктурного мартенсита (гарденита) // Металловедение и термическая обработка металлов.- 1979.-№10.-с.11-12.

Статья поступила в редакцию 16.04.2001 г.

ПЛАНИРОВАНИЕ СРОКОВ И ОБЪЕМОВ ЗАКАЗА ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ

Ченцов Н.А., Сулейманов С.Л., Пашенко Е.А.
(ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

The case scheduling volume the order of batch reserve parts is considered at fixed periodicity of output the order. The sample piece of scoping the order with the account forecasting the rest reserve parts on the moment of execution the order offered

Ремонтная служба металлургического предприятия в процессе своей деятельности использует значительные объемы запасных частей. Большой проблемой является определение оптимальных сроков и объемов заказа запасных частей. Эта задача является составной частью комплекса задач подготовки к ремонтам. Использование известных решений [1] в ремонтной службе металлургического предприятия приводит к нерациональному использованию материальных ресурсов.

Совершенствование подходов к планированию запасных частей потребовало разделить на индивидуальные и групповые, что в зависимости от подхода к определению места и времени использования.

К индивидуальным относятся запасные части, для которых точно известно место их расположения в оборудовании и время использования при проведении ремонта (например, вал барабана скиповой лебедки который будет заменен 20.12.2001г). В случае для таких запасных частей планирование осуществляется индивидуально. При этом вне зависимости от вида планируемого ремонта (капитального или текущего) процедура определения срока использования запасных частей одинаково. К планированию таких запасных частей необходимо подходить с позиций остаточного ресурса детали и продолжительность выполнения заказа. В полном объеме данная задача может решаться только для текущих ремонтов. Когда ремонтная служба может проводить ремонты в сроки определяемые состоянием детали. Для таких запасных частей по каждой детали выполняется периодическое ее прогнозирование остаточного ресурса $t_{ост}$, зная который можно определить дату отказа детали:

$$T_{отк} = T_n + t_{ост}$$

где T_n - дата начала упреждения прогноза.

Прогнозная дата отказа является одним из основных факторов, учитываемых при планировании запасных частей. Для обеспечения своевременного выполнения ремонтного воздействия необходимо выполнить следующие условия.

- дата поставки запасных частей $T_{пз}$ должна быть несколько меньше

$$q = \frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{t_n}$$

Считая что в момент выдачи заказа на запасные части на складе находилось Q_{ϕ} количество запчастей, рассчитываем их прогнозируемое количество на складе к моменту выполнения заказа:

$$Q_{p.ост} = Q_{\phi} - qL,$$

где L – продолжительность выполнения заказа.

В этом случае объем заказа составит:

$$Q_{зак} = Q_{\max} - Q_{p.ост}.$$

Исходя из стохастического характера объемов использования запасных частей в ремонтах можно утверждать, что с вероятностью P по истечении L на 2-м интервале количество запасных частей оставшихся на складе будет более расчетного $Q_{p.ост}$. В связи с этим максимальное количество запасных частей будет более $Q_{\max}$, что видно на 1-м интервале планирования. Возможна ситуация когда количество запасных частей после выполнения заказа оказывается меньше $Q_{\phi} < Q_{\max}$, что видно на 2-м интервале. В этом случае с вероятностью P_2 можно утверждать, что за время L интервала планирования потребность в запасных частях в полном объеме удовлетворена не будет.

В этом случае внутри интервала планирования необходимо выдать дополнительный внеплановый заказ. Возникновение данной ситуации предполагает превышение величины спроса на фактическое количество имеющихся запасных частей. Это приводит к расходованию запасных частей задолго до получения новых запасных частей на склад.

$$\frac{Q_{\max}}{q} < t_{n2}.$$

Исходя из этого можно определить интервал времени в период которого объем запасных частей на складе будет равен нулю, $Q_{\phi} = 0$:

$$\Delta t = t_{n2} - \frac{Q_{\phi}}{q}.$$

Зная время за которое осуществляется выполнение заказа L и интервал времени Δt , в период которого на складе количество запасных частей будет равно нулю $Q_{\phi} = 0$, можно определить дату для выдачи дополнительного заказа, который обеспечит потребность в запасных частях в полном объеме до получения основного заказа:

$$T_{дон} = t_{n2} - \Delta t - L.$$

На момент выдачи дополнительного заказа можно определить объем необходимых запасных частей:

$$Q_{p.ост} = Q_{\phi} - q\Delta t.$$

Зная что $Q_{\phi} = 0$, то объем запасных частей определяется из величины

спроса q и времени Δt на интервале которого спрос на запасные части будет не удовлетворен:

$$Q_{дон.зак} = -q \Delta t.$$

Знак минус говорит об отсутствии донного количества запасных частей на складе при появлении требования на их потребность. Задача выдачи дополнительного заказа тесно переплетается с задачей неснижаемого объема запасных частей.

Выводы. Ремонтная служба металлургического предприятия использует индивидуальные и групповые запасные части, отличающиеся подходом к определению сроков и объемов запасных частей. Для каждого из подходов предложен свой собственный математический аппарат к определению сроков и объемов заказа запасных частей, в основе которого лежат положения теории вероятности и математической статистики.

Список литературы: 1. Планирование и организация поставок запасных частей машин и оборудования /А.И. Харин, Н.П. Бобрик, И.М. Минаева. - К.; Донецк: Вища шк. Головное изд-во, 1986 г. - 115с 2. Инютина К.В. Нормирование производственных запасов с применением математико-статистических методов. -М.: "Статистика", 1969г.-112с.

Статья поступила в редакцию 15.06.2001 г.

К ОЦЕНКЕ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В ОРТОТРОПНЫХ ОБОЛОЧКАХ С ТРЕЩИНАМИ

Шевченко В.П., Довбня Е.Н. (ДонНУ, г. Донецк, Украина)

In this work the research of influence of orthotropic parameters of a material on a value of the stress intensity factors in orthotropic shells with cracks is carried out.

В наше время существуют различные подходы к решению задач о напряженном состоянии ортотропных пластин и оболочек, ослабленных разрезами. Большинство из них основано на отдельных предположениях и ограничениях в области геометрии или упругих свойств оболочек [1-3].

Основное преимущество методики, изложенной в монографии [4] состоит в том, что она не предполагает дополнительных ограничений на геометрические параметры оболочек или упругие свойства материала.

В предлагаемой работе на основе результатов монографии [4] проведено исследование влияния параметров ортотропии материала на значение коэффициентов интенсивности усилий и моментов в ортотропных оболочках с трещинами.

Рассматривается ортотропная оболочка постоянной толщины h , отнесенная к системе ортогональных координат x, y с осями вдоль направлений упругой и геометрической симметрии. Предполагается, что оболочка ослаблена трещиной, ориентированной вдоль координатных осей, и находится под действием симметричной внешней нагрузки. Берега трещины свободны от нагрузки и в процессе деформирования оболочки не контактируют между собой.

Искомые напряжения представим в виде сумм напряжений в оболочке без трещины при заданной внешней нагрузке (в дальнейшем они будут обозначаться величинами со звездочкой) и напряжений от возмущенного поля, вызванного наличием трещины.

В работе [4] рассматриваемая задача сведена к системе граничных интегральных уравнений

$$\sum_{j=1,3} \int_{-1}^1 K_{ij}(t-\tau) \psi_j(t) dt = \pi \Phi_i^*(l\tau), \quad (|t| < 1, i=1,3), \quad (1)$$

где

$$K_{11}(x) = \frac{1}{x} - 2\sqrt{\frac{1-\mu}{a}} \beta^2 \chi^{-2} x \sum_{n=1}^{\infty} a_n^{(1)} (\beta \chi^{-1} |x|);$$

$$K_{31}(x) = 2 \frac{\beta^2 x}{\chi^2 \sqrt{a}} \sum_{n=1}^{\infty} a_n^{(2)} (\beta \chi^{-1} |x|); \quad K_{13}(x) = \frac{\sqrt{1-\mu}}{(1-\nu)(3+\nu-2\mu)} K_{31}(x); \quad (2)$$

$$K_{33}(x) = \frac{1}{x} + \frac{2\beta^2 x}{\chi^2 (1-\nu)(3+\nu-2\mu) \sqrt{a}} \sum_{n=1}^{\infty} a_n^{(3)} (\beta \chi^{-1} |x|);$$

$$\psi_1 = \frac{Eh}{4\chi^2 l} \sqrt{\frac{(1-\mu)d[v]}{a} \frac{d[v]}{dt}}, \quad \psi_3 = \frac{D(1-\nu)(3+\nu-\mu)}{4\chi^2 l \sqrt{a}} R_2 c^2 \frac{d[\theta_2]}{dt}; \quad (3)$$

$$a_n^{(1)}(y) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} |d^2| l_2^{-2} \cos^3 \vartheta \cos(2n-1)\vartheta \operatorname{Im} G_{n,n-1}(y|d|\sqrt{i}) d\vartheta;$$

$$a_n^{(2)}(y) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} |d^2| (l_1 l_2)^{-1} \cos \vartheta (\nu \cos^2 \vartheta + \sin^2 \vartheta) \cos(2n-1)\vartheta \operatorname{Re} G_{n,n-1}(y|d|\sqrt{i}) d\vartheta;$$

$$a_n^{(3)}(y) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} |d^2| l_1^{-2} (\nu \cos^2 \vartheta + \sin^2 \vartheta)^2 \frac{\cos(2n-1)\vartheta}{\cos \vartheta} \operatorname{Im} G_{n,n-1}(y|d|\sqrt{i}) d\vartheta;$$

$$l_{1,2}^2 = 1 \pm \mu(1 \mp \nu) \cos^2 2\vartheta; \quad d^2 = \frac{\sqrt{1-\mu} \cos^2 \vartheta + \lambda \chi^2 \sin^2 \vartheta}{a l_1 l_2}; \quad \beta = cl;$$

$$E = \sqrt{E_1 E_2}; \quad \chi^2 = \sqrt{E_1 / E_2}; \quad \nu = \sqrt{\nu_1 \nu_2}; \quad c^2 = \sqrt{12(1-\nu^2)} / R_2 h;$$

$\mu = 1 - 2(1+\nu)G_{12}/E$; $a = 1 - (\mu - \mu\nu)/2$; $D = Eh^3/12(1-\nu^2)$; E_1, E_2 - модули Юнга; ν_1, ν_2 - коэффициенты Пуассона; G_{12} - модуль сдвига; ν - перемещения в направлениях оси Y ; θ_2 - угол поворота; R_1, R_2 - радиусы главных кривизн оболочки.

Специальная функция $G_{n,m}(y)$ имеет вид

$$G_{n,m}(y) = \left(\frac{y}{2}\right)^{m-n} K_{m+n}(y) - \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n (-1)^{n+k} \frac{\Gamma(m+k)}{(n-k)!} \left(\frac{2}{y}\right)^{2k}, \quad (n>0, m>-1),$$

где $K_\nu(z)$ - модифицированная функция Бесселя 2-го рода порядка ν .

Для обеспечения единственности решения системы (1) в классе функций, неограниченных на концах отрезка $[-1, 1]$, используются дополнительные соотношения

$$\int_{-1}^1 \psi_j(t) dt = 0, \quad (j=1,3). \quad (4)$$

Коэффициенты интенсивности усилий и моментов представим следующим образом

$$K_1 = \sqrt{\frac{1-\mu}{a}} \chi p A_{11}; \quad K_3 = \frac{\chi h}{\sqrt{a}(3+\nu-2\mu)\sqrt{12(1-\nu^2)}} p A_{31}. \quad (5)$$

Коэффициенты A_{ij} характеризуют отклонение коэффициентов интенсивности в оболочке от соответствующих коэффициентов интенсивности в пластине (для пластины $A_{11}=1, A_{31}=0$) и выражаются через неизвестные функции по формулам

$$A_{j1} = \lim_{t \rightarrow \pm 1} \sqrt{1-t^2} \psi_j(t), \quad j=1,3. \quad (6)$$

Аналитическое решение системы сингулярных интегральных (1), (4) практически невозможно из-за сложной структуры ядер. Поэтому для решения системы использовался метод механических квадратур [5].

Численные расчеты проводились для сферических, цилиндрических и псевдосферических оболочек с различными значениями параметров ортотропии.

На рис. 1-2 показано изменение коэффициентов A_{11} и A_{31} в зависимости от отношения модулей Юнга E_1/E_2 в сферической оболочке при $\mu = 0; 0.3; 0.6; 0.9$ (кривые 1-4), в цилиндрической оболочке при $\mu = 0; 0.9$ (кривые 5-6) и псевдосферической при $\mu = 0.9$ (кривая 7).

Проведенные расчеты показали, что основной коэффициент A_{11} резко уменьшается с увеличением отношения модулей Юнга для оболочек любой гауссовой кривизны. При этом влияние указанного параметра на

дополнительный коэффициент A_{31} незначительно.

Влияние модуля сдвига на величину коэффициентов интенсивности больше всего проявляется в сферических оболочках при $\mu > 0.6$.

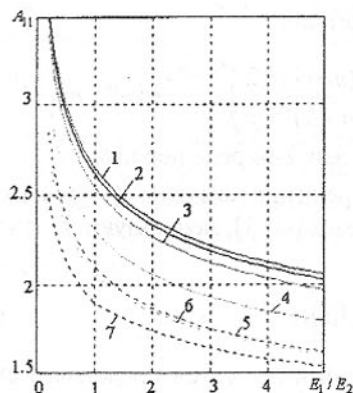


Рис. 1.

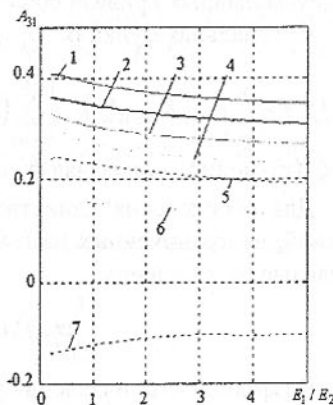


Рис. 2.

Список литературы: 1. Костенко И.С. Упругое равновесие замкнутой ортотропной оболочки с продольными разрезами // Физ.-хим. механика материалов. - 1980. - 16, N5. - С.67-71. 2. Delale F., Erdogan F. Effect of transverse shear and material orthotropy in a cracked spherical cap // Int. J. Solids and Struct. 1979. - 15, N 12. - P.907-926. 3. Erdogan F.E., Ratwani M., Yuceoglu U. On the effect of orthotropy in a cracked cylindrical shell // Int. J. Fract.- 1974.- 10, N3.- P.369-374. 4. Концентрация напряжений / Под ред. А.Н. Гузя, А.С. Космодамианского, В.П. Шевченко. - К.: А.С.К., 1998. - 387 с. (Механика композитов: В 12 т. Т. 7.). 5. Панасюк В.В., Саврук М.П., Дацышин А.П. Распределение напряжений около трещин в пластинах и оболочках. - Киев: Наук. думка, 1976. - 444с.

Статья поступила в редакцию 12.06.2001 г.

КОЛЕБАНИЯ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ С УЧЕТОМ ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ

Шевченко Ф. Л., Улитин Г. М., Тю Н. С. (ДонГТУ, г. Донецк, Украина)

An influence of inner friction on a strain and deformation of a boring column is studied. It is shown that this influence isn't considerable.

Учет внешних сил сопротивления со стороны промывочной жидкости на колебательные процессы бурильных колонн рассмотрен во многих работах [1,2]. В настоящей работе изучено влияние внутреннего трения, которое возникает вследствие несовершенства упругого материала бурильной колонны. Как известно [3], математической моделью для описания этого явления служат две распространенные гипотезы: Бока-Шлиппе-Колара и Кельвина-Фойхта. Для установившихся вынужденных колебаний можно рассматривать гипотезу комплексных модулей (гипотеза Сорокина). Т.к. гипотеза Кельвина-Фойхта о частотно-зависимом внутреннем трении не подтверждается экспериментально [3], то остановимся на первой.

Согласно гипотезе Бока-Шлиппе-Колара для частотно-независимого внутреннего трения уравнение продольных колебаний бурильной колонны, моделью которой служит упругий стержень длиной l , имеет вид

$$m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - EF \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \alpha EF \frac{\partial}{\partial \psi_n} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) = 0 \quad (1)$$

с граничными условиями

$$M_1 \ddot{u}(0, t) + cu(0, t) - EFu'_x(0, t) = 0; \quad (2)$$

$$M_2 \ddot{u}(l, t) + EFu'_x(l, t) = 0, \quad (3)$$

где m - масса единицы длины колонны, EF - продольная жесткость, α - коэффициент циклического отклонения, $\frac{\partial}{\partial \psi_n}$ - оператор последовательного дифференцирования по собственным фазам колебаний, M_1 и c - масса и жесткость талевого системы, M_2 - масса утяжелителей и долота.

При этом, т.к. дифференцирование по фазе приводит к дифференцированию по времени t и делению на соответствующую собственную частоту, то гипотезу Бока-Шлиппе-Колара называют скорректированной моделью Кельвина-Фойхта [3].

Решение граничной задачи (1) - (3) ищем методом Фурье

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} X_n(x) T_n(t), \quad (4)$$

где собственные функции $X_n(x) = \sin \frac{\lambda_n x}{l} + \frac{\lambda_n}{\kappa - \xi_1 \lambda_n^2} \cos \frac{\lambda_n x}{l}$, а собственные значения λ_n - определяются из уравнения [4]

$$\operatorname{tg} \lambda_n = \frac{\lambda_n^2 (\xi_1 + \xi_2) - \kappa}{\lambda_n^3 \xi_1 \xi_2 - \lambda_n (1 + \kappa \xi_2)},$$

где $\kappa = cl/EF$, $\xi_i = M_i/ml$ - безразмерные параметры, характеризующие жесткость талевого системы и массы талевого блока и утяжелителей.

Собственные функции $X_n(x)$ [4] будут ортогональны с весом $\rho(x) = 1 + \xi_1 l \delta(x) + \xi_2 l \delta(x-l)$ на отрезке $[0, l]$, а функции $T_n(t)$ определяются из уравнения

$$\ddot{T}_n + 2h_n \dot{T}_n + \omega_n^2 T_n = 0, \quad (5)$$

где $2h_n = \alpha \omega_n$, $\omega_n = \lambda_n a/l$ - собственные частоты колебаний, $a = \sqrt{EF/m}$ - скорость продольной волны деформации колонны.

Решение уравнения (5) имеет вид

$$T_n(t) = e^{-h_n t} (A_n \cos \tilde{\omega}_n t + B_n \sin \tilde{\omega}_n t). \quad (6)$$

Таким образом, решение (4) уравнения (1) представляет собой затухающие колебания с $\tilde{\omega}_n = \sqrt{\omega_n^2 - h_n^2}$ - демпфированной собственной частотой колебаний. С учетом $h_n = \alpha \omega_n/2$ выражение для демпфированной частоты принимает вид $\tilde{\omega}_n = \omega_n \sqrt{1 - \alpha^2/4}$. Значения коэффициента α вычисляются по значению логарифмического декремента $\Delta = \pi \alpha$. Таблица значений логарифмического декремента приводится в работе [3], они зависят от температурных режимов и материалов. Так, для стали максимальное значение $\alpha = 0,013$, а это означает, что на частоты собственных колебаний внутреннее трение практически не влияет. Его учет может проводиться для решений при резонансе.

При решении задач на вынужденные колебания

$$m \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - EF \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \alpha EF \frac{\partial}{\partial \psi_n} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) = q(x, t)$$

необходимо задать начальные условия $u(x, 0) = u_0$, $\dot{u}(x, 0) = v_0$ и использовать схему метода Фурье с учетом ортогональности собственных функций с весом $\rho(x)$. В частности, если $u_0 = 0$, $v_0 = 0$, $q(x, t) = q$ - вес единицы длины колонны и $\xi_1 = 0$, то $X_n(x) = \sin \lambda_n x/l$, где собственные значения λ_n определяются из уравнения $\tan \lambda_n l = 1/\xi_2 \lambda_n$, а функции $T_n(t)$ являются решением неоднородного уравнения

$$\ddot{T}_n + 2h_n \dot{T}_n + \omega_n^2 T_n = \frac{ql}{m \Delta_n^2 \lambda_n} \quad (7)$$

с нулевыми начальными условиями.

Здесь $\Delta_n^2 = \int_0^l X_n^2(x) \rho(x) dx = \frac{l}{2} (1 + \xi_2 \sin^2 \lambda_n)$ - квадрат нормы собственных функций.

Общее решение соответствующего однородного уравнения уже определено (6), а частное ищем в виде $T_n = A = \text{const}$ и тогда общее решение уравнения (7) имеет вид

уравнения (7) имеет вид

$$T_n(t) = e^{-h_n t} (A_n \cos \tilde{\omega}_n t + B_n \sin \tilde{\omega}_n t) + \frac{ql}{m \omega_n^2 \Delta_n^2 \lambda_n}.$$

После удовлетворения нулевых начальных условий получаем

$$T_n(t) = \frac{ql}{m \omega_n^2 \Delta_n^2 \lambda_n} (1 - e^{-h_n t} \cos \tilde{\omega}_n t) + \frac{ql h_n e^{-h_n t} \sin \tilde{\omega}_n t}{m \omega_n^2 \tilde{\omega}_n \Delta_n^2 \lambda_n}.$$

Тогда решение (4) граничной задачи с нулевыми начальными условиями с учетом, что $\omega_n \approx \tilde{\omega}_n$ принимает вид

$$u(x, t) = \frac{2ql^2}{EF} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \lambda_n x/l}{\lambda_n^3 (1 + \xi_2 \sin^2 \lambda_n)} \left(1 - e^{-\alpha \omega_n t/2} \left(\cos \omega_n t - \frac{\alpha}{2} \sin \omega_n t \right) \right). \quad (8)$$

В выражении (8) проведем оценку временного коэффициента

$$e^{-\alpha \omega_n t/2} \left| \cos \omega_n t - \frac{\alpha}{2} \sin \omega_n t \right| \leq \sqrt{1 + \frac{\alpha^2}{4}} |\sin(\omega_n t + \varphi_n)| \approx 1.$$

Тогда максимальные по времени напряжения будут вычисляться по известной формуле [5]

$$\sigma_{\max}(x) = \frac{4ql}{F} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos \lambda_n x/l}{\lambda_n^2 (1 + \xi_2 \sin^2 \lambda_n)}.$$

Таким образом, внутреннее трение практически не влияет на напряженно-деформированное состояние буровой колонны при продольных колебаниях. Математическая модель крутильных колебаний полностью аналогична модели продольных колебаний, поэтому и для крутильных колебаний справедлив такой вывод.

Теперь изучим влияние внутреннего трения на поперечные колебания буровой колонны. Для изгибных колебаний согласно гипотезе Бока-Шлиппе-Колара имеем уравнение [3]

$$m \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + EJ \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(1 + \alpha \frac{\partial}{\partial \psi_n} \right) \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial x} \left(N(x, t) \frac{\partial y}{\partial x} \right) = 0, \quad (9)$$

где $y(x, t)$ - поперечные перемещения колонны, EJ - изгибная жесткость, $N(x, t)$ - продольное усилие.

Ограничимся случаем шарнирного закрепления торцов колонны и постоянной силой $N = \text{const}$, которую можно рассматривать как усредненное значение переменной. Тогда собственные функции $X_n(x) = \sin k_n x$, $k_n = \pi n/l$, и уравнение (9) с учетом представления его решения в виде

$y(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} T_n(t) X_n(x)$ методом Бубнова-Галеркина приводится к уравнению

$$\ddot{T}_n + 2h_n \dot{T}_n + \omega_n^2 T_n = 0, \quad (10)$$

$$\text{где } 2h_n = \frac{\alpha E J k_n^3}{\sqrt{m(E J k_n^2 - N)}}, \quad \omega_n = \frac{E J}{m} k_n^4 - \frac{N}{m} k_n^2.$$

Аналогично как и для рассмотренного первого случая, решение уравнения (10) представляет собой затухающие колебания с $\tilde{\omega}_n = \sqrt{\omega_n^2 - h_n^2}$ - демпфированной собственной частотой изгибных колебаний.

Т.к. при роторном способе бурения основная часть бурильной колонны находится в условиях растяжения, то ограничимся крайним случаем, когда $N = 0$ и возьмем максимальное значение коэффициента циклического отклонения при изгибе $\alpha = 0,0058$ [3]. Как видно из формулы (10) значения k_n убывают с глубиной бурения. При этом, например, с учетом значений параметров буровой установки "WIRTH" для глубин бурения $l = 25\text{ м}$: $h_1 = 0,034\text{ с}^{-1}$, $\omega_1 = 11,8\text{ с}^{-1}$; $l = 1000\text{ м}$: $h_1 = 2,1 \cdot 10^{-5}\text{ с}^{-1}$, $\omega_1 = 7,4 \cdot 10^{-3}\text{ с}^{-1}$. Из этого заключаем, что влияние внутреннего трения для изгибных колебаний также незначительно, оно проявляется в условиях сжатия ($N \geq 0$). Для высших частот колебаний характер поведения такой же.

Таким образом, влиянием внутреннего трения для параметров и режимов работы буровой установки "WIRTH" при всех видах колебательных процессов можно пренебречь.

Список литературы: 1. Александров М.М. Силы сопротивления при движении труб в скважине. – М.: Недра, 1978. – 208с. 2. Симонов В.В., Юнин Е.К. Влияние колебательных процессов на работу бурильного инструмента. – М.: Недра, 1977. – 216с. 3. Василенко Н.В. Теория колебаний. – К.: Вища школа, 1992. – 430с. 4. Улитин Г.М. Математическая модель буровой колонны установок роторного типа //Сборник трудов Международной научно-технической конференции "Прогрессивные технологии машиностроения и современность". – Донецк: ДонГТУ. – 1997. – С.247-248. 5. Улитин Г.М. Продольные колебания упругого стержня, моделирующего буровую установку //Прикладная механика. – 2000. – №10. – С.125-128.

Статья поступила в редакцию 16.05.2001 г.

ПОВЕРХНОСТНЫЙ СЛОЙ И ЭМИССИОННЫЕ СВОЙСТВА КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ

Шкилько А.М. (УИПА, г. Харьков, Украина)

It is given the result of the investigations on the application of charge particle emission and surface potential (SP) methods for estimate of construction mate-

rial state and peculiarities of surface layer formation after various regimes of treatment and external effects (plastic deformation, corrosion, mechanical-chemical treatment).

В настоящее время для изучения кинетики микроскопических процессов деформирования и разрушения твердотельных объектов используются различные физические методы: ядерно-физические методы, инфракрасная спектроскопия, электронный парамагнитный резонанс, рентгеновская фотоэлектронная спектроскопия, дифракция медленных электронов, электронно-микроскопическая фрактография и т.д. В последние годы для этих целей применяются методы Оже-электронной спектроскопии, экзо-электронной и акустической эмиссии, работы выхода электрона. Использование различных физико-химических методов изучения микроскопических процессов деформирования и разрушения материалов позволяют изучить кинетику элементарных актов, связанных с образованием точечных и линейных дефектов, субмикротрещин и т.д.

Через поверхность металлов и сплавов происходят всевозможные взаимодействия с окружающей средой - механическая обработка, трение, коррозия, химические реакции и т.д.; поэтому физико-химические свойства защитных покрытий, образующихся на поверхности металлов и сплавов и их изменения под влиянием внешних воздействий играют определяющее значение при создании надежных и экономичных в эксплуатации узлов и изделий.

В работе представлены результаты исследований системы металл-защитная пленка, подвергнутой механическим воздействиям, методами экзоелектронной эмиссии и работы выхода электрона. Основы методов фото- и термостимулированной эмиссии (ФСЭЭ, ТСЭЭ), акустической эмиссии (АЭ) и работы выхода электрона, определяемой методом контактной разности потенциалов (КРП) и устройства для их измерения подробно описаны в работах [1-4].

1. Влияние механических напряжений на эмиссионную активность металлов

Объектом исследований были отоженные фольги латуни, меди, никеля, алюминия размером $60 \times 5\text{ мм}^2$ и толщиной $0,1 - 0,4\text{ мм}$. Деформирование проводилось в вакууме 10^{-4} Па . Скорость деформации была постоянной и составляла $0,02\text{ с}^{-1}$. Экспериментальная техника позволяла одновременно снимать диаграммы $\sigma(\varepsilon)$, $I(\varepsilon)$ и $\Delta\phi(\varepsilon)$. Эмиссия электронов при деформации стимулировалась монохроматическим светом с длиной волны 350 нм . Отдельные измерения проведены без стимулирования. Измерения проводили следующим образом. Определяли значение поверхностного потенциала в отсутствии нагрузки. В процессе нагружения включалась под-светка образца вновь измерялось значение поверхностного потенциала.

На рис. 1 приведены типичные зависимости $\sigma(\epsilon)$ и $I(\epsilon)$, которые снимались для одного и того же образца в непрерывном режиме деформации. Монотонное увеличение интенсивности ФСЭЭ с ростом деформации и

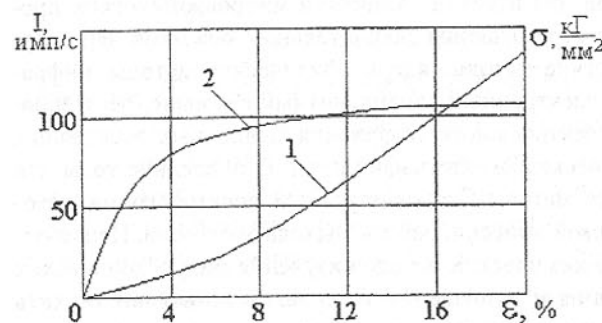


Рис. 1. Влияние степени деформации на ФСЭЭ меди: 1 — $I(\epsilon)$; 2 — $\sigma(\epsilon)$

ем электронов.

Для локализации деформации на образцах создавали симметрично два боковых концентратора на глубину до 1/4 образца с каждой стороны. Результаты, представленные на рис. 2 получены путем усреднения измерений для шести образцов. Как видно на рис. 2, в процессе нагружения до разрушения образцов меди и латуни интенсивность эмиссионного тока резко возрастала, а величина поверхностного потенциала уменьшалась.

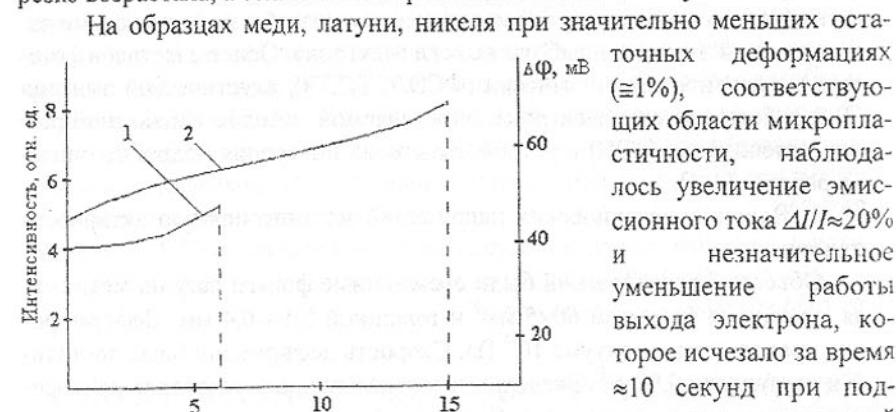


Рис. 2. Зависимость эмиссионной активности и изменения поверхностного потенциала медных (1) и латунных (2) фольг от деформации образцов. Пунктиром указан уровень деформации, соответствующий разрушению образца

уменьшение поверхностного потенциала свидетельствует о том, что это явление обусловлено эволюцией дислокационной структуры образца и увеличением вакансионного потока из объема образца к поверхности с последующей их аннигиляцией и высвечивани-

ем электронов. Для локализации деформации на образцах создавали симметрично два боковых концентратора на глубину до 1/4 образца с каждой стороны. Результаты, представленные на рис. 2 получены путем усреднения измерений для шести образцов. Как видно на рис. 2, в процессе нагружения до разрушения образцов меди и латуни интенсивность эмиссионного тока резко возрастала, а величина поверхностного потенциала уменьшалась.

изменений поверхности материалов при микропластичности.

Следует отметить, что резкий рост тока экзотермии наблюдался при разрушении металлов без фотостимулирования.

Наблюдаемые в процессе активной деформации изменения интенсивности и кинетики ФСЭЭ и работы выхода электрона являются результатом протекания нескольких конкурирующих процессов: изменение межатомного и межплоскостного расстояний и связанных с этим изменений электронной плотности; выхода формирующих дислокаций на поверхность; изменение плотности дислокации в приповерхностном слое с последующим образованием субмикротрещин.

Следует отметить, что чувствительность предложенных методов к возникновению пластической деформации намного выше, чем стандартные механические испытания. Полученные зависимости позволяют решать и обратную задачу — по величине поверхностного потенциала, используя технику сканирования, определить напряжение в отдельных микрообъемах металлов, на стенках трещины, около неметаллических включений и других дефектах, причем независимо от того, за счет каких процессов возникают напряжения (термообработка, фазовые и структурные превращения и т.д.).

2. Экзотермический метод оценки коррозионной стойкости защитных покрытий

Изучение закономерностей разрушения оксидных пленок на металлах позволило предложить метод ТСЭЭ для оценки коррозионной стойкости защитных покрытий.

Метод оценки коррозионной стойкости защитных покрытий деталей базируется на установлении экспериментальной зависимости скорости окисления от времени и последующего определения константы окисления, характеризующей интенсивность образования новой среды на поверхности материалов. Преимущества в этом вопросе метода ТСЭЭ в том, что он ускоряет (по сравнению с традиционным методом) процесс определения константы окисления, дает информацию о количестве активных центров поверхности, стимулирующих процесс коррозии и взаимодействия их с внешней средой.

Возбуждение поверхности образцов проводилось электронами с энергией 20 эВ при плотности тока $j = 1 \cdot 10^{-8} \text{ А/мм}^2$ в течение времени $t = 1$ мин. Скорость нагрева $\beta = 1,2 \text{ К/с}$. Поскольку для образования защитных покрытий широко используется никель, то опыты проводились на NiO, полученной при окислении никеля в атмосфере кислорода при 840 К. ТСЭЭ NiO имеет характерный максимум в районе 420 К. Плотность заряда на поверхности определялась как $\sigma_e = Ne^{2/3}$, где Ne — объемная плотность заряда в приповерхностной области оксида, получаемая при обработке кривых

ТСЭЭ. Толщина полученной окисной пленки для различных времен окисления $t = 0,17; 0,42; 0,67; 1,2$ часа определялась оптическим методом.

Результаты экспериментов показывают, что σ_e зависит от времени окисления, как $\sigma_e = t^{1/2}$. Заметим, что окисление в данном случае подчинялось параболическому закону, т.е. $\Delta h \approx t^{1/2}$.

Для анализа экспериментальных данных привлекалось теоретическая концепция, выдвинутая В.В.Волькенштейном, согласно которой окисление контролируется не диффузионными процессами внутри пленки (теория Вагнера), а затруднениями роста на границе раздела оксид-газ. В этом случае поверхность пленки оказывается равномерно заряженной (знак заряда определяется соотношением работ выхода металла и окисла) и константу параболического закона окисления K_{th} можно связать с плотностью этого заряда σ_e (плотность хемосорбированных атомов на поверхности).

$$K_{th} = \left[\frac{\varepsilon_e - (\chi_\mu - \chi_n)}{4ne^2/\chi} \cdot \frac{1}{\sigma_e(t)\sqrt{t}} \right]^2, \quad (1)$$

где: ε_e – глубина электронной ловушки ниже уровня проводимости;

χ_μ – работа выхода металла;

χ_n – электронное сродство окисла;

e – заряд электрона;

χ – диэлектрическая проницаемость.

Полагая, $\tau_e = Ne^{2/3}$, Ne – плотность донорных центров, константу K_{th} можно определить, находя ε_e и Ne и пользуясь экспериментальными данными ТСЭЭ.

Результаты вычислений приведены в табл. 1.

Таблица 1 – Значение постоянной окисления

t , час	K_{th} , см ² /сек
0,17	$1,06 \times 10^{-15}$
0,42	$4,72 \times 10^{-15}$
0,67	$7,14 \times 10^{-16}$
1,0	$2,20 \times 10^{-16}$
2,5	$1,65 \times 10^{-14}$

Среднее значение $K_{th} = 4,46 \cdot 10^{-15}$ см²/сек.

Из экспериментальных данных ТСЭЭ $K_{exp} = 8,0 \cdot 10^{-16}$ см²/сек. Расхождение значений K_{th} и K_{exp} незначительно, если учесть некоторую неопределенность справочных данных относительно $\chi_\mu - \chi_n$.

Константа K характеризует толщину прироста окисной пленки за

единицу времени, и поэтому может служить мерой коррозионной стойкости материала. Следует отметить, что по данным ТСЭЭ можно определить не только K , но и оценить вклад энергии активации ε_e и Ne концентрации донорных центров в скорость окисления.

Полученные результаты показывают, что изучение ЭЭЭ и КРП, сопровождающих деформацию и разрушение металлов сможет лечь в основу нового подхода к проблеме разрушения материалов. Кроме того, появляется возможность изучения природы металлической связи, процессов образования поверхности металлов и анализа кинетики изменения эмиссионной активности в процессе образования поверхности при разрушении.

Разработанная аппаратура для регистрации зарождения и развития трещин в металлах и узлах конструкции может быть использована в заводских условиях для контроля качества металла, используемого в различных конструкциях, и отработки технологии с целью создания новых материалов.

Список литературы: 1. Кортон В.С., Слесарев А.И., Рогов В.В. Экзоэмиссионный контроль поверхности деталей после обработки. - К.: Наукова думка, 1986. - 175с. 2. Шкилько А.М., Креснин А.А. Применение экзоэлектронной эмиссии для исследования физико-химических свойств материалов. - Харьков: УЗПИ. 1980. - 75с. 3. Шкилько А.М. Неразрушающие методы контроля металлов и узлов энергетического оборудования. - К.: ИСИО, 1994. - 170с. 4. Шкилько А.М. Метод контактной разности потенциалов. Сб. научных трудов. - Харьков: ХТУРЭ, 1998, с. 248-254.

Статья поступила в редакцию 11.06.2001 г.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗЦОВЫХ ГОЛОВОК ДЛЯ ЗУБОНАРЕЗАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС

Ямников А.С., Федоров Ю.Н., Артамонов В.Д., Филиппов К.В.

(ТулГУ, г. Тула, Россия)

In this paper given progressive construction of disk cutting tool for machining spur gears. Offer methodic for calculation some basic parameters of large diameter gearcutting heads with cutting tools.

При проектировании резцовых головок для зубонарезания цилиндрических колес, работающих по схеме обкатывающего зубопротягивания, необходимо определить: число режущих элементов; диаметр инструмента; величину сектора, свободного от резцов, необходимого для беспрепятственного деления заготовки, а также рассчитать некоторые чисто конструк-

тивные параметры инструмента.

Число резцов Z_0 зуборезной головки для обкатывающего зубопротягивания определяется допустимой нагрузкой на режущие кромки. По нормативам задается максимально допустимая толщина срезаемого слоя металла $da_{\max}$ и рассчитывается произведение $V_{S_{\text{обк}}} \times dt$, представляющее собой элементарную длину обката, приходящуюся на один зуб инструмента. Отношение общей длины обката $l_{\text{обк}}$ к элементарной длине обката одного реза определяет суммарное количество резцов, необходимое для обработки одной впадины зубчатого колеса или число резцов инструмента

$$Z_0 = \frac{l_{\text{обк}}}{V_{S_{\text{обк}}} \times dt}.$$

Было определено необходимое количество резцов инструментов для обработки зубчатых колес разного модуля с различным числом зубьев. При этом допустимая толщина срезаемых слоев металла выбиралась на основе нормативных данных справочников по расчету режимов резания. Для зуборезных инструментов, работающих по схеме чистого обката, рекомендуемые значения максимальной толщины срезаемого слоя составляют 0,2 - 0,3 мм в случае использования в качестве инструментального материала быстрорежущей стали и 0,1 мм - для твердого сплава.

Как было сказано выше, элементарная длина обката, приходящаяся на один рез, ограничивается рекомендуемой максимальной толщиной реза. Так, для зубодолбления дисковыми долбьями круговая подача на один двойной ход рекомендуется в пределах 0,3 - 0,5 мм. Очевидно, что значения элементарной подачи обката для резцовых головок должны быть заданы в этих пределах. Однако расчеты показали, что в этом случае необходимое число резцов головки будет очень большим (для обработки колеса $m = 2,5$ мм и $z = 27$ число резцов получается более 60). Для размещения такого количества резцов требуется значительно увеличить диаметр инструмента, и реализация процесса окажется практически невозможной.

Из традиционной схемы формообразования зубчатых профилей методом обката видно, что толщина срезаемого каждым зубом резцовой головки слоя уменьшается от максимального значения на вершине зуба практически до нуля у дна впадины. Поэтому максимальная нагрузка приходится на первые несколько зубьев, а остальные оказываются недогруженными. Учитывая возможность оптимизации схемы вырезания впадины зубчатого колеса при зубонарезании резцовыми головками, представляется возможным увеличить максимальную толщину первых резцов приблизительно в два раза. Тогда среднее значение толщин срезаемых слоев окажется все равно значительно меньше рекомендованных, поэтому количество резцов в головке может также быть уменьшено примерно вдвое. Так, для колеса с

модулем $m = 2,5$ мм и числом зубьев $z = 17$ элементарная подача обката равна 0,8 мм, а расчетное число зубьев инструмента - 30 при максимальной толщине срезаемого слоя 0,59 мм. Для колеса $m = 2,5$ мм, $z = 27$ элементарная подача обката равна 0,9 мм, расчетное число зубьев - 31 при максимальной толщине среза 0,53 мм. Следовательно, для обработки колес данной группы целесообразно использовать резцовую головку, оснащенную 30 резцами из быстрорежущей стали.

Величина диаметра резцовой головки должна удовлетворять двум основным условиям: размещение необходимого числа резцов в головке и обеспечение высокой производительности зубонарезания.

Немаловажным показателем любого процесса предварительного зубонарезания, является производительность. Эксперименты, проводимые с резцовыми головками, работающими по методу z -кратного прерывистого обката, показали, что реальная производительность таких инструментов составляет около 2 секунд на обработку одной впадины. При проектировании процесса, работающего по схеме зубопротягивания, необходимо стремиться к достижению такой же производительности.

Исходя из этого, можно определить необходимую частоту вращения резцовой головки. Время одного оборота инструмента:

$$t = \frac{1}{n_0} (\text{мин}), \text{ или } t = \frac{60}{n_0} (\text{с}), \text{ откуда } n_0 = \frac{60}{t} = \frac{60}{2} = 30 (\text{мин}^{-1}).$$

Реализация процесса обкатывающего зубопротягивания возможна на серийных фрезерных станках. Из стандартного ряда частот вращения фрезерного станка принимается значение $31,5 \text{ мин}^{-1}$. При таком значении частоты вращения резцовой головки производительность составит 1,9 с.

По нормативам скорость резания для фрезерования инструментами, оснащенными резцами из быстрорежущей стали, должна составлять от 30 до 40 м/мин. Подача на зуб S_z при этом задается в диапазоне 0,3 - 0,8 мм.

Оптимальный диаметр инструмента находится из выражения:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D}, \text{ откуда } D = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot n}.$$

Задаваясь значениями скорости резания в пределах 30 - 40 м/с, определяется диапазон изменения диаметров резцовых головок, который составляет 300 - 400 мм. Нетрудно заметить, что инструмент имеет довольно внушительные размеры. В этом случае необходимо учесть конструктивные особенности фрезерных станков, и выбирать диаметр инструмента исходя из условия возможности размещения его на станке. По паспортным данным фрезерных станков расстояние от оси шпинделя до нижнего края хобота составляет: для станка модели 6Н82 - 155 мм, для станка 6Н83 - 190 мм, для станка 6Н83Ш - 200 мм. Отсюда максимально возможный диаметр инструмента должен быть не более 380 мм. Следует отметить, что увели-

чение диаметра инструмента способствует возможности размещения большого количества резцовых блоков и значительному улучшению качества поверхностей нарезаемых зубьев.

Величина свободного от резцов сектора определяется необходимостью выполнения вспомогательных движений за время его прохождения при заданном числе оборотов инструмента и рассчитывается по формуле:

$$\theta_{св} = \omega_o \cdot t_{дел} = 2\pi \cdot \frac{n_o}{60} \cdot t_{дел},$$

где: ω_o - угловая скорость вращения резцовой головки;
 $t_{дел}$ - время, необходимое для деления заготовки на один зуб.

Таким образом, величина свободного сектора определяется быстродействием обкатно-делительного устройства, которое обеспечивает по экспериментальным данным время деления на зуб в пределах 0,35 - 0,4 с. При этом свободный сектор должен составлять 65 - 75°.

Время прохождения свободного сектора величиной 70°

$$t = \frac{\theta_{св}}{2\pi \cdot n_o} = \frac{1,22 \cdot 60}{2 \cdot 3,14 \cdot 31,5} = 0,37 \text{ с.}$$

Тогда угол между резцами в инструменте, исходя из условия размещения в нем 30 режущих элементов, составляет:

$$\theta_z = \frac{360 - \theta_{св}}{z - 1} = \frac{360 - 70}{30 - 1} = 10^\circ.$$

Кроме основных параметров резцовой головки при ее проектировании нужно определить еще ряд конструктивных размеров (рис. 1).

Вылет резцов относительно корпуса головки должен быть минимальным с целью обеспечения высокой жесткости инструмента и определяется величиной модуля обрабатываемого колеса, то есть должен быть больше высоты зуба колеса, или 2,25*m*. Так, при нарезании цилиндрических колес модулем 2 - 3 мм необходимо иметь вылет резцов не менее 8 мм, что обеспечивает необходимую жесткость резцовых блоков. Тогда при расчетном диаметре инструмента 380 мм наружный диаметр корпуса головки должен составлять не более 364 мм.

В инструменте целесообразно предусмотреть возможность регулирования вылета резцов. С этой целью на заднем торце каждого резца имеется регулировочный винт М6. Такая конструкция резцов позволяет осуществлять настройку их вне станка после переточек. Регулировочные винты должны опираться на базовое кольцо корпуса головки.

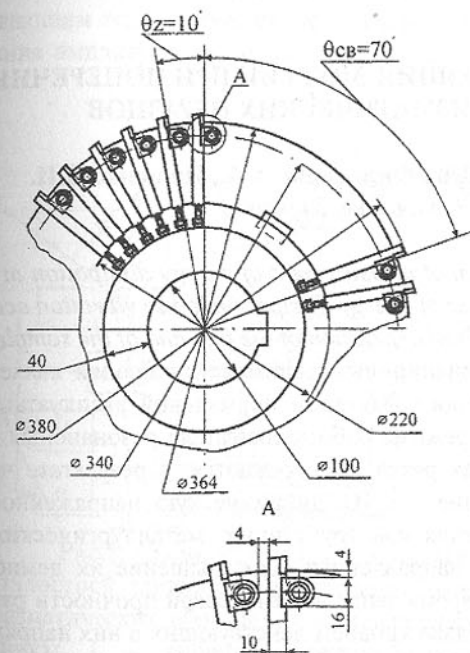
Крепление резцов в радиальных пазах головки может осуществляться различными способами. Наиболее целесообразно для этого использовать клиновые прижимы, обеспечивающие достаточно большое усилие зажима и минимальные габариты инструмента. Для закрепления резцов в

корпусе головки используются клинья и винты. Их расположение в непосредственной близости от края резцовой головки обеспечивает надежное закрепление при изгибающих нагрузках. Причем направление усилия зажима клина должно совпадать с направлением усилия резания. Расчетный угол между резцами 10° обуславливает достаточно жесткие требования к

габаритам зажимных клиньев устройства. Клинья целесообразно располагать на максимально возможном диаметре тела головки (Ø340 мм). При этом обеспечивается минимально допустимая толщина стенок между клином и соседним резцом - 4 мм, а также между клином и наружным диаметром корпуса. Дальнейшее уменьшение может привести к снижению жесткости самого зажимного устройства.

Длина резцовых блоков составляет 120 мм, из которых 20 мм приходится на регулировочные винты. Сечение быстрорежущих резцов составляет 10×10 мм. С одной стороны, это позволяет разместить необ-

Рис. 1. Конструктивные параметры резцовой головки для обкатывающего зубопротягивания



ходимое число резцов в головке, а с другой - не беспокоиться за жесткость и работоспособность конструкции инструмента.

Дисковая резцовая головка устанавливается на цилиндрическую оправку фрезерного станка. Диаметр посадочного отверстия выбирается максимальным - 60 мм из стандартного ряда для оправок с целью обеспечения наибольшей жесткости. Резцовая головка устанавливается на оправку через промежуточную втулку (на рисунке не показана), наружный диаметр которой равен 100 мм, а внутренний - 60 мм. Резцовая головка имеет массивную (40 мм) ступицу. На внутреннем и наружном цилиндрах ступицы предусмотрены пазы под установку шпонок. Исходя из диаметров, по ГОСТ

выбирается сечение шпоночного паза равное 16×28 мм.

Определение оптимальных значений основных параметров резцовых головок для обкатывающего зубопротягивания цилиндрических колес является основой для создания рациональных конструкций высокопроизводительного инструмента.

Статья поступила в редакцию 22.06.2001 г.

МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ РАССЕЯНИЯ ЭНЕРГИИ ПРИ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЯХ ПРИЗМАТИЧЕСКИХ ОБРАЗЦОВ

Яценко В.К., Павленко Д.В., Филоненко А.А., Ищенко Л.И.
(ЗГТУ, г. Запорожье, Украина)

The article deals with the problem of measurement of energy dissipation at fatigue test. It is offered as parameter of energy dissipation to use vibration acceleration of the vibrator head's at fixed oscillation of the free end of the sample.

Для рабочих лопаток авиационных двигателей вибрация является почти постоянным сопутствующим фактором нормальной эксплуатации. При появлении на каком-либо режиме работы двигателя резонансных колебаний напряжения в лопатках резко увеличиваются, в результате чего может произойти их разрушение [1]. Их динамическую напряженность можно снизить путем применения конструктивных, металлургических и технологических мероприятий направленных на повышение их демпфирующей способности. В то же время запас динамической прочности рабочих лопаток определяется не только уровнем действующих в них напряжений, но и показателями циклической прочности (например, пределом выносливости). Для расчета долговечности работы лопаток необходимо иметь комплексные сведения о влиянии применяемых мероприятий на их предел выносливости и демпфирующую способность в диапазоне рабочих температур исследуемых материалов.

Определение предела выносливости как натуральных лопаток так и образцов в условиях близких к эксплуатационным не вызывает особых методологических трудностей. В то же время изучение демпфирующих свойств материалов осложняется отсутствием простых и надежных методов исследования в диапазоне их рабочих температур. С другой стороны существующие методики требуют для своей реализации специального оборудования, что не всегда доступно.

Предлагаемая методика испытаний, с использованием стандартного оборудования для проведения испытаний на усталость, позволяет получать сравнительную информацию о величине рассеяния энергии в исследуемых

образцах при неоднородном напряженном состоянии и рабочих температурах. Блок-схема испытательной установки показана на рис.1.

Образец 9 при помощи винтового фиксатора закрепляется на рабочей головке 11, жестко связанной с подвижной катушкой. Катушка подмагничивания электродинамического вибратора 1 питается от стабилизированного источника тока 2. Подвижная катушка через усилитель 3 связана с задающим генератором синусоидального напряжения 5. Автомат поддержания амплитуды колебаний консольного конца образца 6, управляемый

напряжением емкостного датчика 7, подстраивает частоту задающего генератора 5 и амплитуду выходного сигнала, тем самым, обеспечивая стабилизацию амплитуды колебаний консольной части образца и резонансной частоты. Частота и число циклов колебаний контролируется при помощи электронно-счетных частотомеров 4.

Колебательное движение головки вибратора преобразуется в переменное электрическое напряжение, пропорциональное виброускорению головки, при помощи пьезоэлектрического датчика 10, которое фильтруется от помех

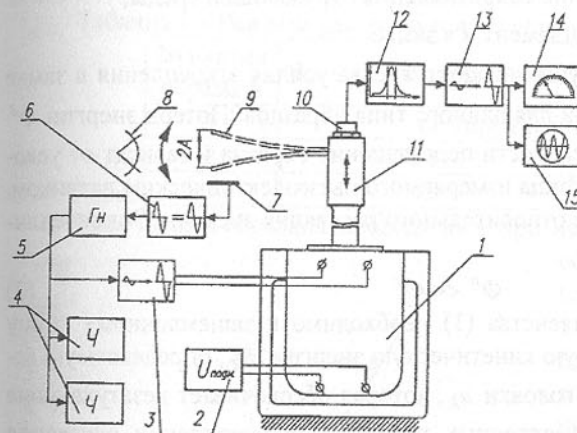


Рис.1. Схема установки для исследования усталостной прочности и рассеяния энергии в призматических образцах при поперечных колебаниях: 1 – вибратор электродинамический ВЭДС-100; 2 – система подмагничивания; 3 – усилитель; 4 – частотомеры электронно-счетные ЧЗ-54; 5 – задающий генератор; 6 – автомат поддержания амплитуды и частоты; 7 – датчик обратной связи; 8 – оптическая система контроля амплитуды; 9 – образец; 10 – датчик ускорения колебаний головки ДН-3; 11 – головка вибратора; 12 – частотный фильтр; 13 – усилитель; 14 – индикатор; 15 – электронно-лучевой осциллограф С1-72

активным фильтром 12, настраиваемым на частоту колебательного движения, и усиливается усилителем 13. Усиленный сигнал отображается на экране электронно-лучевого осциллографа 15 и индикаторе 14.

Частота колебаний определяется резонансной частотой первого то-

на поперечных колебаний образца и в процессе испытаний поддерживается на заданном уровне.

Известно, что при установившихся резонансных колебаниях системы соблюдается равенство:

$$E_p = E_k + \Phi^2 + \Phi^a + \Phi^\Sigma \quad (1)$$

где E_p и E_k — соответственно потенциальная и кинетическая энергия

Φ^2 — гистерезисные потери в материале образца;

Φ^a — потери на преодоление сопротивления окружающей среды;

Φ^Σ — потери энергии в фундамент и в замке.

Величину Φ^Σ при условии постоянства усилия закрепления в замке можно считать постоянной для данного типа образцов. Потери энергии Φ^2 и Φ^a пропорциональны скорости перемещения образца и зависят от ускорения его заземленного конца измеряемого пьезоэлектрическим датчиком. При малом коэффициенте относительного рассеяния энергии Ψ справедливо неравенство:

$$\Phi^a \ll \Phi^2 \quad (2)$$

Для соблюдения равенства (1) необходимо к заземленному концу образца подвести некоторую кинетическую энергию E_k , определяемую величиной виброускорения головки a_k , которая обеспечивает незатухающие колебания с учетом рассмотренных потерь. При увеличении рассеяния энергии в образце скрытая потенциальная энергия системы возрастает, то в соответствии с условием (1) для поддержания колебаний на заданном уровне требуется дополнительная энергия. Обозначим дополнительную компенсирующую энергию ΔE_k , а соответствующее ей приращение ускорения Δa . Уравнение энергетического баланса в этом случае будет иметь вид:

$$E_p + \Delta E_p = E_k + \Phi^2 + \Phi^a + \Phi^\Sigma + \Delta E_k \quad (3)$$

В соответствии с ранее изложенными допущениями можно считать, что приращение кинетической энергии ΔE_k необходимо для компенсации гистерезисных потерь в материале образца и осуществляется за счет приращения амплитуды колебаний виброголовки, пропорциональной измеряемому виброускорению Δa . Абсолютную величину ускорения заземленного конца можно представить в виде:

$$a = a_k + \Delta a \quad (4)$$

где $a_k = \text{const}$

Таким образом, при неоднородном напряженном состоянии образцов, ускорение виброголовки однозначно определяет осредненную гисте-

резисную энергию потерь, что можно использовать для сравнительных испытаний однотипных образцов.

Экспериментальное подтверждение методики проводилось на образцах из жаропрочного сплава на никелевой основе ЭК79ИД при комнатной температуре. Частота поперечных колебаний призматических образцов поддерживалась на уровне 240 ± 0.2 Гц. Образцы подвергались механической обработке и дополнительной упрочняющей обработке металлическими шариками в ультразвуковом поле в соответствии с режимами, приведенными в табл. 1

Таблица 1 — Режимы ультразвукового упрочнения образцов

№ партии образцов	Время упрочнения, мин	Диаметр шариков, мм
1	не упрочнялись	
2	20	1.0
3	45	1.0

Упрочнение образцов проводилось при неизменной интенсивности

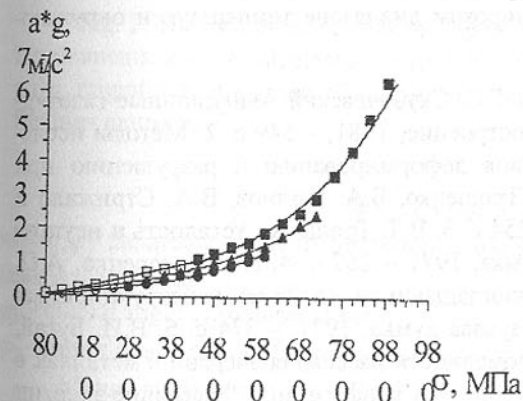


Рис. 2. Изменение виброускорения головки в зависимости от напряжений в зоне концентратора напряжений: белые точки — напряжения ниже предела выносливости; черные точки — напряжения выше предела выносливости. ○, ● — образцы партии №1; Δ, ▲ — образцы партии №2; □, ■ — образцы партии №3

рассеяние энергии в материале.

Таким образом, метод измерения виброускорения головки вибратора

обработки контролируемой по величине звукового давления, создаваемого торобразным концентратором. Зависимость изменения виброускорения от величины напряжений в зоне корсетного концентратора напряжений показана на рис. 2. Изменение величины виброускорения от числа циклов колебаний и напряжений для исследуемых образцов показана на рис. 3.

Зависимости 2 и 3 соответствуют кривым изменения неупругой деформации за цикл для циклически упрочняющихся материалов приведенных в работе [3], что подтвер-

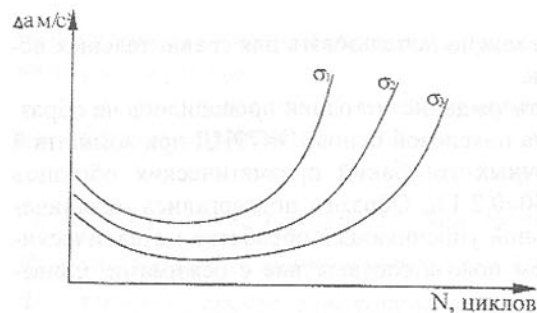


Рис. 3. Изменение виброускорения головки за цикл в зависимости от числа циклов нагружения при напряжениях выше предела выносливости ($\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$)

для исследования диссипативных свойств материалов имеет ряд существенных преимуществ по сравнению с существующими методами:

- возможность применения стандартного оборудования для испытаний на усталость при консольном изгибе образцов и натурных лопаток ГТД;
- высокая разрешающая способность и точность измерений;
- измерение величины рассеяния энергии непосредственно в процессе испытаний на усталость в широком диапазоне температур и окружающих сред.

Список литературы: 1. Г.С. Скубачевский Авиационные газотурбинные двигатели. М.: Машиностроение, 1981, – 549 с. 2. Методы исследования сопротивления металлов деформированию и разрушению при циклическом нагружении В.Т. Трошенко, Б.А. Грязнов, В.А. Стрижало и др. К.: Наукова думка, 1974, – 254 с. 3. В.Т. Трошенко Усталость и неупругость металлов. К.: Наукова думка, 1971 – 267 с. 4. Г.С. Писаренко, А.П. Яковлев, В.В. Матвеев Вибропоглощающие свойства конструкционных материалов. Справочник. К.: Наукова думка, 1971, – 374 с. 5. В.И. Бугай, В.Т. Трошенко Некоторые закономерности рассеяния энергии в металлах в упругопластической области // Труды XX конференции "Рассеяние энергии при механических колебаниях". – К.: Наукова думка, – 1982. – С. 164-165.

Статья поступила в редакцию 29.05.2001 г.

EXPERIMENTAL DEFINITION OF AN ANGULAR RIGIDITY OF THE BUS IN ROAD CONDITIONS

Akopjan Ruben, Lejda Kazimierz
(Rzeszow University of Technology, Poland)

The calculated dependences confirming a high exactitude of samplings of corners of a twisting of a body of the bus with the help of the designed device are

obtained. For a final estimation of an exactitude of measurement the trial of the real bus LAZ on polygon was carried out.

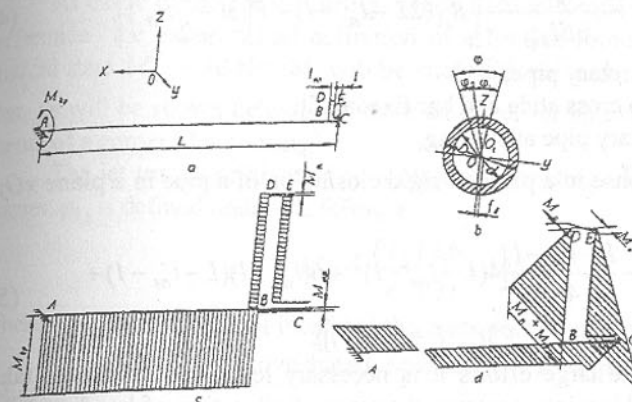


Fig. 1. The calculated scheme and epure of the operating moments: a – the calculated scheme; b – scheme of angular migrations; c – epure of torques; d – epure of the flexings moments

Taking into account, that moments of inertia of the cross-sections of bars is much more moment of inertia of cut of a plate, and power effects on them both length of a bar, and plate are commensurable, strains of bars is neglected also equation of angular strains shall write as

$$\varphi = \varphi_1 + \varphi_2, \quad (1)$$

where φ – the mutual angle of rotation of cross slides of a foundation, to which fastens the device;

φ_1 – mutual angle of rotation of bars;

φ_2 – corner of a twisting of a rotary pipe on a site AB.

Mutual angle of rotation of bars

$$\varphi_1 = \frac{f_{n1} + f_e}{r} \quad (2)$$

where f_{n1} – sag of a plate; f_e – sag of a point in a rotary pipe in a plane xOy; r – radius of a bar.

Taking into consideration, that the flexings moments $M_D = M_E = \frac{Pl_{n1}}{2}$, we define a sag of a plate

$$f_{n1} = \frac{Pl_{n1}^3}{12EI}, \quad (3)$$

where P – force operating on a plate on the part of a bar; EI – rigidity of a plate at curving;

l_{n1} - length of a plate.

Sag in a point In is defined by expression

$$f_s = \frac{(L - l_{n1} - l)^2}{6EI_{mp}} \left[R_A(2L - l_{n1} - l) - P \left(3l - \frac{3}{2}l_{n1} \right) \right], \quad (4)$$

where L - length of a rotary pipe;

l - distance between a cross slide and bar fixed on it;

EI_{mp} - rigidity of a rotary pipe at curving;

R_A - force of a response in a place of rigid closing up of a pipe in a plane xOy , defined expression

$$R_A = P \left\{ 1 - \frac{L - l_{n1} - l}{4L} \left[4(L - l_{n1} - l)^2 + 6(l_{n1} + l)(L - l_{n1} - l) + 3l_{n1}(L + l_{n1} + l) \right] \right\}. \quad (5)$$

For deriving the large efforts it is necessary length of a plate to take probably smaller. Taking into account character of allocation of bending load and base of used strain gauges (20 mm), we accept $l_{n1} = 4$ sm. Distance l , on the one hand, should be taken probably large for decrease of a corner of a twisting of a pipe, but, on the other hand, it will call the increasing of a sag f_s , and, besides the axial force operating on a plate at oscillations of a pipe in a vertical plane is augmented that is extremely undesirable from the point of view of an exactitude of references of a corner of a twisting. Therefore distance l is selected small and on arrangement reasons is accepted l equal 6 sm.

Length of a pipe in account is accepted equal $L = 270$ sm, external diameter $D = 3,4$ sm, internal diameter $d = 2,6$ sm. After an evaluation on the accepted values of magnitudes of expressions (3) and (4) and substitution them in (2) we shall receive the equations for definition of a mutual angle of rotation of bars

$$\varphi_1 = \frac{P}{r} \cdot 10^{-6} \left(\frac{8}{3I} + 979,15 \right) \quad (6)$$

and corner of a twisting of a rotary pipe on a site AB

$$\varphi_2 = \frac{M_{kp}(L - l_{n1} - l)}{GI_p} \quad (7)$$

where GI_p - rigidity of a rotary pipe at a torsion; M_{kp} - torque operating on a site of a rotary pipe AB.

The torque M_{kp} can be defined from the equation of an equilibrium of a node B:

$$M_n + M_p = M_{kp} - M_{mp} \quad (8)$$

where M_n - jet torque originating in a plate at a twisting of its extremities on a

corner φ_1 ; M_p - flexing moment of a bar from force P ; M_{mp} - friction torque of the bearing.

At usage of the conic bearing, which friction torque depends on it preinterference the experimental definition of a friction torque is necessary. In a statial state $M_{mp} = 10$ Nm. M_p will be unconditional in dynamic a little to vary, that, as will be shown below, will have an effect for an exactitude of measurements of a corner of a twisting.

The jet torque originating in a plate at a twisting of its extremities on a corner φ_1 , is defined under the formula

$$M_n = \frac{PI_k}{r} \left(\frac{1,6}{3I} + 195,83 \right) \quad (9)$$

where I_k - polar moment of inertia of the cross-section of a plate.

In view of the above-stated equation (7) it is possible to present as follows:

$$\varphi_2 = 3,77 \cdot 10^{-5} \left[Pr + \frac{PI_k}{r} \left(\frac{1,6}{3I} + 195,83 \right) + 1 \right] \quad (10)$$

Having substituted the equations (6) and (10) in the equation (1), we shall receive

$$\varphi = \frac{P}{3 \cdot 10^5 \cdot r \cdot I} (8 + 2937,45I)(0,1 + 0,75I_k) + 3,77 \cdot 10^{-5} (P \cdot r + 1) \quad (11)$$

After substitution of values of moments of inertia of the cross-section of a plate, definiendums by the known formulas of a strength of materials and solution of the last equation rather P we shall receive

$$P = 1,18r \cdot b \cdot h^3 \frac{0,27 \cdot 10^5 \varphi - 1}{(1 + 30,6bh^3)(1 + 7,53\alpha \cdot bh^3) + 1,18r^2bh^3}, \quad (12)$$

where b and h - width and height of a plate accordingly; α - coefficient depending on a ratio $\frac{b}{h}$.

The strain perceived by the strain gauge, pasted on a plate, corresponds to the average moment numerically equal P . The average efforts of curving thus are defined from expression

$$\sigma = 7,08r \cdot h \frac{0,27 \cdot 10^5 \varphi - 1}{(1 + 30,6bh^3)(1 + 7,53\alpha \cdot bh^3) + 1,18r^2bh^3}, \quad (13)$$

From expression (13) it is visible, that with the purpose of deriving the large efforts width of a plate should be taken probably smaller. From a condition of possibility of arranging of the strain gauge is accepted $b = 0,6$ sm. A minus unit in numerator - outcome of the registration of a static value of a friction

torque of the bearing.

Let's mark, that at samplings corners of a twisting in limits of one minute the error of measurements can reach 7 % at accelerations of the cushioning mass 0,5 g. The obtained outcome is justified, if the assumption of a linear dependence of a friction torque of the bearing from its radial load is fair. At a maximum corner of a twisting the error of measurement caused by change of a friction torque of the bearing, is less than 0,3 %.

Having substituted a value b and maximum value of a corner of a twisting of the device (in our example a corner of mutual turn of 3-rd and 5-th cross slides of the bus LAZ-698, by which the gear fastens, $\varphi = 19'$) we shall receive a resultant expression for definition of direct stresses σ .

$$\sigma = \frac{1044,3r \cdot h}{(1 + 18,36h^3)(1 + 4,52\alpha \cdot h^3) + 0,71r^2h^3}, \quad (14)$$

Investigating the function $\sigma = f(r, h)$ on an extremum, we shall receive a set of equations

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma}{\partial h} &= 1 - 2h^3(18,36 + 4,52\alpha + 0,71r^2) - 414,94\alpha h^6 = 0; \\ \frac{\partial \sigma}{\partial r} &= 1 + h^3(18,36 + 4,52\alpha - 0,71r^2) + 82,99\alpha h^6 = 0. \end{aligned} \quad (15)$$

The set of equations (15) has no solution, therefore, extremums on two investigated parameters does not exist. Therefore it is necessary to search for an extremum on one of parameters, beforehand having set another.

So the magnitude h can be defined only by method of successive approximations, we discover an optimum on magnitude from the following equation:

$$r = \sqrt{\frac{1 + 82,99\alpha h^6 + h^3(18,36 + 4,52\alpha)}{0,71h^3}}. \quad (16)$$

Accepting $h = 0,15$ sm, we shall define on the equation (16) radiuses of a bar $r = 20,2$ sm. Further, substituting in the equation (14) defined values h and r , we shall receive $\sigma = 148,0$ MPa. The obtained value of effort is maximum for datas of values of geometrical sizes of a plate and corner of a twisting. Increase or decrease of radius of a bar $r = 5$ sm, difiniendum by design features of the device, effort $\sigma = 70,0$ МПа. That is, the change of radius of a bar allows to receive an identical range of a curve of migration of a ray of the oscillograph describing corners of a twisting of the carrier system of buses, which angular strains differ more than twice. Taking into account, that is possible to make corners of a twisting of carrier systems of the majority of buses - in a range $30' - 60'$, output about possibility of effective application of the considered device on the majority of buses.

It is necessary to mark, that the decrease of height of a plate up to 0,05 sm allows by change of radius of a bar to receive an identical range of a curve of migration of a ray of the oscillograph and thus of a strain of a plate can be augmented almost twice. At height of a plate $h = 0,05$ sm radius of a bar defined on the equation (16), $r = 38$ sm. The efforts, obtained at given radius, $\sigma = 195,0$ MPa almost twice exceed efforts at radius $r = 5$ sm. However elongation of a bar will call increase of an error of measurements at effect on the cushioning mass of the bus of side load.

As far as the compliance of a rotary pipe in angular and transversal directions strength of a plate influences, it is possible to see, having calculated a plate with the accepted geometrical sizes, assuming a pipe absolutely rigid. In this case $\sigma = 315,0$ MPa.

On an exactitude of measurements of a corner of a twisting, except for the considered already changes of a friction torque of the bearing, will render influence a dynamic load effecting on a gear in horizontal and vertical planes.

The efforts caused by effect of dynamic loads in a horizontal plane on a bar of length 20 sm, at side accelerations of a body $q = 0,2$ m/s², $\sigma = 0,2$ MPa. Taking into account, that such values of side accelerations arise at significant angular strains of a body, influence of a dynamic load operating in a horizontal plane, it is possible to neglect. The a little bit large efforts (about 9 MPa) can arise at usage of a plate of height 0,05 sm (length of a bar $r = 38$ sm). However, to estimate an exactitude of measurements it is not obviously possible. For possibility of an estimation of an exactitude of measurements holding road trials permitting to place a relations between corners of a twisting and side accelerations is necessary.

The effect of a dynamic load in a vertical plane calls axial force operating on a plate and depending on forces of abrasion. Practically flexural stress and expansion - pressing not fixed in an axial direction plate are insignificant.

The frequency of own oscillations of a gear is low (less than 0,1 Hz) as contrasted to by resonance frequency of oscillations of a cushioning mass of buses.

Список литературы: 1. Акоюн Р.А. Пневматическое поддресоривание автотранспортных средств. Часть I Львів, «Вища школа», 1979. - 220 с. 2. Акоюн Р.А., Хрунь В.М. К вопросу замеров углов закручивания несущих систем автобусов в дорожных условиях. «ВКЭИ автобуспром», Львов, 1975. 3. Акоюн Р.А., Кирпа Г.М. Отримання кутів кренів кузова автотранспортних засобів за допомогою експериментального пристрою та розрахунковим методом. Вісник ЦНІ Транспортної академії України. №2, Київ, 1999. - 91-93 с. 4. Акоюн Р.А., Кирпа Г.М. Про стабілізацію кренів автотранспортних засобів з урахуванням контейнерних перевезень (частина 1,

частина 2). Вісник Транспортної академії України та Українського транспортного університету. Київ, 1998. - 96-111 с. 5. Кирпа Г.М., Акопян Р.А. Експериментальна оцінка переваг автобусів з непрозорою і прозорою характеристиками, які задовільняють контейнерним перевезенням. Вісник Транспортної академії України та Українського транспортного університету. Київ, 1999. - 159-165 с.

Стаття поступила в редакцію 24.05.2001 г.

ALGEBRAIC REPRESENTATION OF MODELLING OF MECHANICAL SYSTEMS BY STRUCTURAL NUMBERS

Buchacz A. (Silesian University of Technology, Gliwice, Poland)

In the paper the basic relations between block graphs [1,4-10]-hypergraphs [2] and higher category and complete structural numbers have been given and the symbols designated in [1,4,10] are employed.

1. Definition of higher category structural number

Structural number ${}^k A$ of k -category is a family of sets ${}^k \bar{a}$,

$${}^k A = \{ \bar{a} : {}^{k-1} A \in {}^k \bar{a}, {}^{k-2} A \in {}^{k-1} \bar{a}, \dots, a \in \bar{a} \}, \quad (1)$$

where: ${}^{k-1} A, {}^{k-2} A, \dots$ are structural numbers of $(k-1), (k-2), \dots$ category.

2. Connections between hypergraphs and structural numbers

Structural number ${}^k A$ of graph ${}^k X$ is determined from the following equation:

$${}^k A = [{}^d A_0] \downarrow \begin{bmatrix} {}^{k-1} A_1 \\ \vdots \\ {}^{k-1} A_m \end{bmatrix}, \quad (2)$$

where: ${}^d A_0$ - structural complementary number equal to the product (in the sense of structural numbers product) of the prime factors corresponding to all the linear independent cycles of skeleton ${}^k X_0$ of block graph ${}^k X$ [4-10], $\downarrow$ - is a

symbol indicating the transposition of the lower indices, equivalent to the algebraic derivation of the structural number (comp. eg. [1, 10]).

In the course of determining the structural numbers of hypergraphs, complete structural numbers are essential for further transformations. As a result, structural number ${}^k A$ of k -category graph is converted to structural complete number $\mathcal{A}$, and all ${}^{k-1} A_{ij}$ elements ($i=1, \dots, n, j=1, \dots, m$) to structural complete numbers, considering - for the generalized case- the defect of the sum of structural

number ${}^k A$ columns (comp. eg. [1, 10]).

The elements of structural number ${}^{k-1} A_{ij}$ are the algebraic derivatives of structural numbers ${}^{k-1} A_1, \dots, {}^{k-1} A_m$ of the particular blocks of graph ${}^k X$

$${}^{k-1} A_{ij} = {}^{k-1} A_{ij(p_{ij})}, \quad (3)$$

where: p_{ij} - algebraic derivative order of structural number ${}^{k-1} A_{ij}$.

If structural number ${}^k A$ is expressed as

$${}^k A = \begin{bmatrix} {}^{k-1} A_{1(p_{11})} & {}^{k-1} A_{1(p_{12})} & \dots & {}^{k-1} A_{1(p_{1n})} \\ {}^{k-1} A_{2(p_{21})} & {}^{k-1} A_{2(p_{22})} & \dots & {}^{k-1} A_{2(p_{2n})} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ {}^{k-1} A_{n(p_{n1})} & {}^{k-1} A_{n(p_{n2})} & \dots & {}^{k-1} A_{n(p_{nn})} \end{bmatrix}, \quad (4)$$

then the table P , created from p_{ij} elements in the form of

$$P = \begin{bmatrix} p_{11} & p_{12} & \dots & p_{1n} \\ p_{21} & p_{22} & \dots & p_{2n} \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ p_{n1} & p_{n2} & \dots & p_{nn} \end{bmatrix}, \quad (5)$$

is called a *table of algebraic derivative orders of structural number ${}^k A$* . The sums of the table P columns are equal to one another, also they are equal to the cyclomatic number of skeleton ${}^k X_0$ of hypergraph ${}^k X$.

Columns $\bar{p}_i$ and $\bar{p}_j$ of table P are identical for $\bar{p}_i = \bar{p}_j$, that is, when the following expression applies:

$$\bigwedge_i (p_{ij} = p_{ik}), i=1, \dots, n, j=1, \dots, m. \quad (6)$$

For the discussed class of continuous systems and their weighed hypergraph models, no identical columns¹⁾ occur table P in the course of determining structural number ${}^k A$, thus:

$$\mathcal{A} = {}^s A = \sum_{j=1}^m \prod_{i=1}^n {}^{k-1} A_{ij}, \quad (7)$$

where: $=^s$ is a symbol denoting the structural equality of the following structural

¹⁾ This problem is current in modelling and analysis of flexibly vibrating beam systems by means the graph method and structural numbers [9].

numbers: complete number $\mathcal{A}$ and k -category number ${}^k A$.

The determinant function of the structural number of the hypergraph, on the basis of which it is possible to express the dynamic flexibility for the investigated class of continuous systems, is defined by the equation:

$$\det_Z {}^k A = \det_{\mathcal{D}} {}^k A, \mathcal{A}^s = {}^k A, \quad (8)$$

where: $\mathcal{D} = \{D_{ij}\}$, $D_{ij} = \det A_{ij}$, $i=1, \dots, n$ -number of graph block units, $j=1, \dots, m$ -number of structural number columns.

To calculate the dynamic flexibility of a torsionally vibrating mechanical system with the continuous distribution of parameters, whose model is represented by weighed k -category graph, the following relation is used:

$$Y_{a_r} = \frac{\det_Z {}^k A_{a_r}}{\det_Z {}^k A} = \frac{\det A_{a_r}}{\det A}; {}^k A^s = \mathcal{A}, \quad (9)$$

where: Y_{a_r} - dynamic flexibility, determined along chain $a_r = i-j$, $X = ({}_1 x_i, {}_1 x_j)$ and equal to the dynamic flexibility between any of the two vertices ${}_1 x_i, {}_1 x_j$ of weighed hypergraph ${}^k X$, to which variables ${}_1 s_i, {}_1 s_j$ were assigned, and, in turn, equal to dynamic flexibility $Y_{ij}^{2)}$, $\det_Z {}^k A_{a_r}$ - determinant function of the algebraic derivative of k -category structural number along chain a_r , equal to the determinant of the characteristic system of equations describing mechanical vibrations of a bar system, thereof referred to as a characteristic determinant of mechanical system $\mathcal{D}_{a_r}$, with the substitution of i -th column- in which the harmonic force corresponding to j -th coordinate occurs, $\det_Z {}^k A_{a_r}$ - the determinant function of the structural number equal to the structural determinant characteristic to given mechanical system $\mathcal{D} = \{D_{ij}\}$, $D_{ij} = \det A_{ij}$, $\mathcal{A}^s = {}^k A_{ij}$.

For the discussed class of continuous systems, dynamic flexibility Y_{a_r} is determined by means of the dynamic flexibility of particular weighed hypergraph blocks- models of the subsystem of a complex bar system - by the equation

$$Y_{a_r} = \frac{D_{a_r}}{\prod_{j=1}^n D_j} : \frac{D}{\prod_{j=1}^n D_j}, \quad (10)$$

²⁾ Comp. the definition of dynamical flexibility [3, 9].

where: $D_1, D_2, \dots, D_n$ -characteristic determinants of mechanical subsystems, modelled by weighed hypergraphs.

According to the procedures discussed in [1,10] the following expression is derived from equation (10):

$$\frac{D_{a_1 a_2 \dots a_n}}{D} = \frac{D_{a_1 a_2 \dots a_n}}{D_{a_2 a_3 \dots a_n}} \frac{D_{a_2 a_3 \dots a_n}}{D_{a_3 a_4 \dots a_n}} \dots \frac{D_{a_n}}{D} = Y_{a_1 a_2 \dots a_n} Y_{a_2 a_3 \dots a_n} \dots Y_{a_n}, \quad (11)$$

where: $D_{a_1 a_2 \dots a_n}$ -characteristic determinant of the mechanical system, equal to the determinant of the weighed hypergraph connected along the chains $a_1 a_2 \dots a_n$; $D_{a_2 a_3 \dots a_n}$ -characteristic determinant of the mechanical system, equal to the determinant of the weighed hypergraph connected along the chains $a_2 a_3 \dots a_n, \dots$; D_{a_n} -characteristic determinant of the mechanical system, equal to the characteristic determinant of the weighed hypergraph of the system, connected along the chain a_n ; $Y_{a_1 a_2 \dots a_n}$ -dynamical flexibility of the weighed hypergraph connected along chains $a_1 a_2 \dots a_n$; $Y_{a_2 a_3 \dots a_n}$ -dynamical flexibility of the weighed hypergraph connected along chains $a_2 a_3 \dots a_n$ and determined between the extreme vertices of the chain $a_2 a_3 \dots a_n, \dots$; Y_{a_n} -dynamical flexibility of the mechanical system calculated between the final vertices of chain a_n of weighed hypergraph ${}^k X$.

The above formulas, in view of the determinant functions designated on the ring of higher category structural and structural complete numbers, may be applied to determine the dynamic characteristics of the discussed class of mechanical systems [4-10].

References: 1. Bellert S., Woźniacki H. The analysis and synthesis of electrical systems by means of the method of structural numbers [in Polish]. WNT, Warszawa 1968. 2. Berge C. Graphs and hypergraphs. American Elsevier Publishing Co., Inc., New York/ North Holland Publishing Co., Amsterdam-London 1973. 3. Bishop R.E.D., Johnson D. G. The mechanics of vibration. Cambridge Univ. Press. 1960. 4. Buchacz A. The synthesis of vibrating bar-systems represented by graphs and structural numbers [in Polish]. ZN Politechniki Śląskiej, Mechanika, z.104, Gliwice 1991. 5. Buchacz A. Modelling, synthesis and analysis of bar systems characterized by a cascade structure represented by graphs. Mech. Mach. Theory, 30, 7, 969-986, Pergamon, 1995. 6. Buchacz A. Computer aided reverse task of vibrating bar-systems of method of distribution of the dynamical characteristic into partial fraction. Tenth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms,

Proceedings, Vol.4, University of Oulu, Finland (1999), p. 1483-1488. 7. Buchacz A.: Computer aided synthesis and analysis of bar systems characterized by a branched structure represented by graphs. Journal Technical of Physics, 40, 3, (1999), p. 315-328. 8. Buchacz A., Machura A., Pasek M. Hypergraphs in investigation of trajectory of manipulator robot with links as bars of thin walls. Automation in Construction, 7, 363-383, Elsevier, New York, Amsterdam, Tokyo 1998. 9. Buchacz A., Wojnarowski J. Modelling vibrating links systems of nonlinear changeable section of robots by the use of hypergraphs and structural numbers. J. Franklin Institute, 332B, 4, 443-476, Pergamon, 1995. 10. Wojnarowski J. Application of graphs in analysis of vibration of mechanical systems [in Polish]. PWN, Warszawa-Wrocław, 1981.

Статья поступила в редакцию 29.05.2001 г.

EXPERIMENTAL RESEARCH CONCERNING THE INFLUENCE OF SPEED ON LINEARITY AND CIRCULARITY OF LONG BORING

Bunea M., Rosnitche G., Muraru C.

(Military Technical Academy, Bucharest, Romania)

To study the influence of rate of cutting from linearity and circularity of boring was used a drill which dimensions and geometry are shown in Fig. 3. Research has been carried for the following values of exterior speed: 60, 80 and 100 mm/min as well as for an constant feeding ($s=0,1$ mm/rot.)

The values for the deviation from linearity and circularity have been obtained for two values measured for the installation error: $e=0,1$ mm and $e=0,2$ mm. for an free distance between the bushing guide and the drill $j=0,1$ mm.

The length on which measurement to establish the deviation from linearity was 300 mm. Measurements have been made in two measurements planes in four points as shown in Fig. 4.

The deviation from circularity has been obtained indirectly by measuring the diameters and making the differences between the measured diameters and the diameter of drill. The measurement of diameters has been done in the same measurement planes and in the same measurement points as the ones used to measure the deviation from linearity.

The results of measurements are shown in table 1.

For the installation error $e=0,1$ mm. the graphic representation of the deviation from circularity in the two sections and two planes is shown in Fig. 1.

For the installation error $e=0,2$ mm. the graphic representation of the deviation from circularity in the two sections and two planes is shown in Fig. 2.

Table 1

Points	Speed mm/min.	Deviation from linearity		Diameter / Deviation from circularity (d / A_c)			
		$e=0,1$	$e=0,2$	$e=0,1$		$e=0,2$	
				Section I	Section II	Section I	Section II
1-2	$V=60$	-0,12	-0,13	80	79,95	80,05	79,96
3-4				0	-0,05	+0,05	-0,04
1-2	$V=80$	-0,11	-0,13	79,93	79,92	80,06	79,95
3-4				-0,07	-0,08	+0,06	-0,05
1-2	$V=100$	-0,11	-0,12	79,95	80	80,02	79,93
3-4				-0,05	0	+0,02	-0,07
1-2	$V=100$	-0,11	-0,12	80	79,98	79,95	80
3-4				0	-0,02	-0,05	0
1-2	$V=100$	-0,11	-0,12	80,03	80,10	80,01	79,97
3-4				+0,03	+0,10	+0,01	-0,03
1-2	$V=100$	-0,11	-0,12	79,98	79,96	80,08	80,07
3-4				-0,02	-0,04	+0,08	+0,07

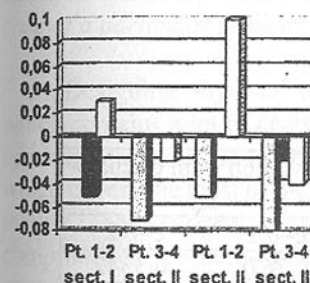


Fig. 1.

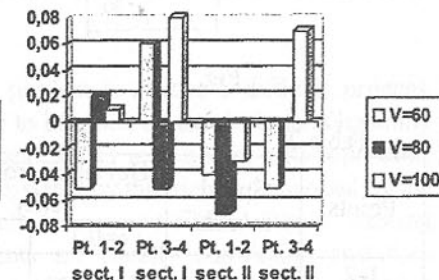


Fig. 2.

The values of deviation from linearity and circularity obtained by the relations (1) and (2) are shown in table 2.

$$y(t) = \frac{D}{2} \cdot \sin(2 \cdot 1^3 \cdot \frac{V}{D} \cdot t) + \left| y + \delta + e + \frac{j}{2} \cdot \cos(2 \cdot 10^3 \cdot \frac{V}{D} \cdot t + \alpha) \right| \quad (1)$$

$$z(t) = \frac{D}{2} \cdot \cos(2 \cdot 1^3 \cdot \frac{V}{D} \cdot t) + \left| y + \delta + e + \frac{j}{2} \cdot \sin(2 \cdot 10^3 \cdot \frac{V}{D} \cdot t + \alpha) \right|$$

$$\Delta_L = s \cdot \operatorname{tg} \varphi + \left| y + \delta + e + \frac{j}{2} \right| \quad (2)$$

Proceedings, Vol.4, University of Oulu, Finland (1999), p. 1483-1488. 7. Buchacz A.: Computer aided synthesis and analysis of bar systems characterized by a branched structure represented by graphs. Journal Technical of Physics, 40, 3, (1999), p. 315-328. 8. Buchacz A., Machura A., Pasek M. Hypergraphs in investigation of trajectory of manipulator robot with links as bars of thin walls. Automation in Construction, 7, 363-383, Elsevier, New York, Amsterdam, Tokyo 1998. 9. Buchacz A., Wojnarowski J. Modelling vibrating links systems of nonlinear changeable section of robots by the use of hypergraphs and structural numbers. J. Franklin Institute, 332B, 4, 443-476, Pergamon, 1995. 10. Wojnarowski J. Application of graphs in analysis of vibration of mechanical systems [in Polish]. PWN, Warszawa-Wrocław, 1981.

Статья поступила в редакцию 29.05.2001 г.

EXPERIMENTAL RESEARCH CONCERNING THE INFLUENCE OF SPEED ON LINEARITY AND CIRCULARITY OF LONG BORING

Bunea M., Rosnitche G., Muraru C.

(Military Technical Academy, Bucharest, Romania)

To study the influence of rate of cutting from linearity and circularity of boring was used a drill which dimensions and geometry are shown in Fig. 3. Research has been carried for the following values of exterior speed: 60, 80 and 100 mm/min as well as for an constant feeding ($s=0,1$ mm/rot.)

The values for the deviation from linearity and circularity have been obtained for two values measured for the installation error: $e=0,1$ mm and $e=0,2$ mm. for an free distance between the bushing guide and the drill $j=0,1$ mm.

The length on which measurement to establish the deviation from linearity was 300 mm. Measurements have been made in two measurements planes in four points as shown in Fig. 4.

The deviation from circularity has been obtained indirectly by measuring the diameters and making the differences between the measured diameters and the diameter of drill. The measurement of diameters has been done in the same measurement planes and in the same measurement points as the ones used to measure the deviation from linearity.

The results of measurements are shown in table 1.

For the installation error $e=0,1$ mm. the graphic representation of the deviation from circularity in the two sections and two planes is shown in Fig. 1.

For the installation error $e=0,2$ mm. the graphic representation of the deviation from circularity in the two sections and two planes is shown in Fig. 2.

Table 1

Points	Speed mm/min.	Deviation from linearity		Diameter / Deviation from circularity (d / A_c)			
		$e=0,1$	$e=0,2$	$e=0,1$		$e=0,2$	
				Section I	Section II	Section I	Section II
1-2	$V=60$	-0,12	-0,13	80	79,95	80,05	79,96
3-4				0	-0,05	+0,05	-0,04
1-2	$V=80$	-0,11	-0,13	79,93	79,92	80,06	79,95
3-4				-0,07	-0,08	+0,06	-0,05
1-2	$V=100$	-0,11	-0,12	79,95	80	80,02	79,93
3-4				-0,05	0	+0,02	-0,07
1-2	$V=100$	-0,11	-0,12	80	79,98	79,95	80
3-4				0	-0,02	-0,05	0
1-2	$V=100$	-0,11	-0,12	80,03	80,10	80,01	79,97
3-4				+0,03	+0,10	+0,01	-0,03
1-2	$V=100$	-0,11	-0,12	79,98	79,96	80,08	80,07
3-4				-0,02	-0,04	+0,08	+0,07

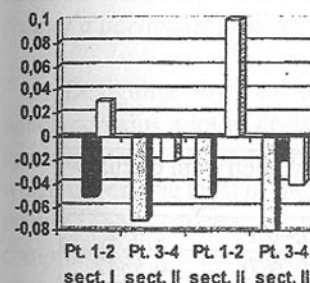


Fig. 1.

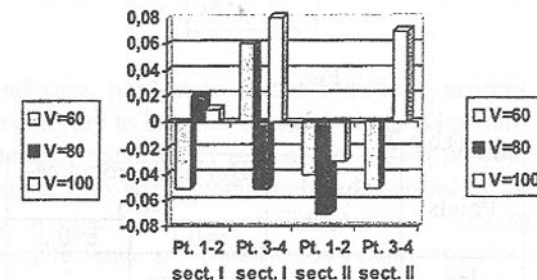


Fig. 2.

The values of deviation from linearity and circularity obtained by the relations (1) and (2) are shown in table 2.

$$y(t) = \frac{D}{2} \cdot \sin(2 \cdot 1^3 \cdot \frac{V}{D} \cdot t) + \left| y + \delta + e + \frac{j}{2} \cdot \cos(2 \cdot 10^3 \cdot \frac{V}{D} \cdot t + \alpha) \right| \quad (1)$$

$$z(t) = \frac{D}{2} \cdot \cos(2 \cdot 1^3 \cdot \frac{V}{D} \cdot t) + \left| y + \delta + e + \frac{j}{2} \cdot \sin(2 \cdot 10^3 \cdot \frac{V}{D} \cdot t + \alpha) \right|$$

$$\Delta_L = s \cdot \operatorname{tg} \varphi + \left| y + \delta + e + \frac{j}{2} \right| \quad (2)$$

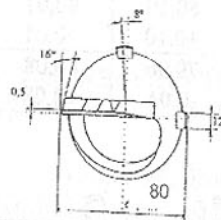
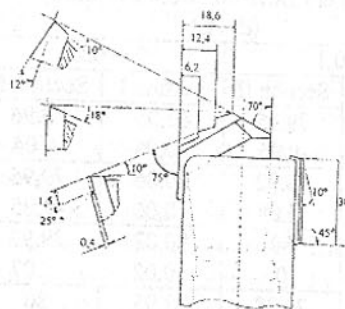


Fig. 3.

Table 2

Points	Speed m/min.	Deviation from linearity		Deviation from circularity	
		e=0,1	e=0,2	e=0,1	e=0,2
1-2	V=60	-0,180032	-	-0,3678	-0,3342
3-4			0,280056	-0,1135	-0,1287
1-2	V=80	-0,180032	-	-1,1087	-0,9865
3-4			0,280056	-0,0987	-0,1003
1-2	V=100	-0,180032	-	-0,5789	-0,6745
3-4			0,280056	-1,3402	-1,4506

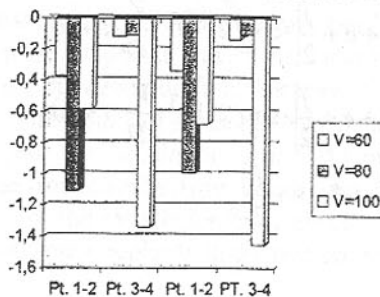


Fig. 5.

The graphic representation of the dependence of deviation from circularity – speed is shown in Fig. 5.

CONCLUSION

From the study of experimental data and the calculated values we notice that deviation from linearity is not influenced by modification of speed; the diameters of the end sec-

tion are bigger than the diameters situated at 300 mm.; the tronconic shape of the boring is preserved in this case too; the circularity errors have extremely values in the perpendicular measurement planes.

References: 1. Taguchi K, s.a., 1990 – The influence of guide pads on precision deep hole accuracy, Transaction of JSME, no. 56; 2. Yakamavich T., 1991 – Deep Hole Drilling, now it's faster easier, Automation, Jan.

Статья поступила в редакцию 21.05.2001 г.

METHODS OF MULTICRITERIA DECISION-MAKING APPLIED IN MACHINE-BUILDING. PROMETHEE METHOD

Chereches T., Neacsu V. (ATM, Bucharest, Romania)

This paper presents the Promethee method of multicriteria decision-making, method that takes into account the preference of the decision-maker for each criterion and also the nature of this preference. Finally we apply the method in case of a particular product.

Designing any kind of industrial product is always a difficult process, which contains a lot of decisions that are to be made by the designer. Generally speaking, the problem to be solved by the designer is to obtain a final product, which covers the most of the requirements stated by the user or demanded by the market. The success of this approach is not possible without making compromises, because these requirements are usually conflicting and they cannot be equally fulfilled. Here is where the Multicriteria Decision-Making (MCDM) can help the decision-maker find the best choice whenever multiple conflicting criteria appear.

After analyzing the requirements of the product, the designer will focus his further analysis to a limited number of alternatives. In fact, there will be a set of different versions of the product, for which the designer can provide all data that the user would be interested in. All this information will result from calculus or from other kinds of evaluation.

The input data are gathered into the 'decision matrix'. This has as many rows as alternatives in the analysis (m) and as many columns as criteria considered by the decision-maker (n). The cells of this matrix have to be transformed in order to contain only actual numbers in the interval [0; 1]. For this, sometimes it is necessary to scale the values of the attributes or even to assign numbers whenever the attributes are expressed by adjectives (such as 'outstanding', 'good', 'satisfactory', 'unsatisfactory', etc.).

The difference between the Promethee method and other similar methods is related to the use of some functions, which describe the importance assigned by the designer to every criterion. These preference functions express the preference that the designer has for one alternative in comparison with another one and the nature of this preference. The definition of the function can be expressed like this: $P: [A \times A] \rightarrow [0;1]$, where A is the set of possible solutions.

Instead of this definition of the preference functions we will use another one, which depends on a single variable, calculated as the difference between the attributes corresponding to both alternatives, for one particular criterion: $P': [-1;1] \rightarrow [0;1]$, where $P(x, y) = P'(a(x) - a(y))$ can be expressed as:

$$P'(d) = \begin{cases} 0, & d \in [-1;0] \\ P''(d), & d \in (0;1) \\ 1, & d = 1 \end{cases} \quad (1)$$

Where $d = a(x) - a(y)$, while $P''(d)$ is a continuous function, which can have various expressions. Usually the decision-maker uses a different preference function for each criterion.

Step 1. Reviewing the input data

Before the proper calculation process, the designer will ensure that all the following elements are not missing or are well defined:

- the set of possible alternatives for the product:

$$A = \{A_1, A_2, \dots, A_{i1}, \dots, A_{i2}, \dots, A_m\};$$

- the set of criteria which the designer is interested in:

$$C = \{C_1, C_2, \dots, C_j, \dots, C_n\};$$

Note: When the transformation of the decision matrix was done, all criteria became benefit criteria.

- The new decision matrix: $D' = [a'_{ij}]$;

- The set of weights for the criteria: $\bar{P} = \{\bar{p}_1 \ \bar{p}_2 \ \dots \ \bar{p}_j \ \dots \ \bar{p}_n\}$;

- The preference functions for all criteria:

$$P_j: [-1;1] \rightarrow [0;1], \quad (\forall) j = 1..n.$$

Step 2. Drawing the outranking graph

For every two different alternatives and for every criterion, we calculate the difference between the corresponding attributes: $d^j(A_{i1}, A_{i2}) = a_{i1j} - a_{i2j}$, where $i_1, i_2 = 1..m$ and $j = 1..n$. Following that, we calculate the value of the preference functions for each of the above differences, $P(d^j(A_{i1}, A_{i2}))$. Then, we calculate the relative outranking flow for every two alternatives, A_{i1} and A_{i2} , taking into account all criteria.

$$P(A_{i1}, A_{i2}) = \sum \bar{p}_j \cdot P(d^j(A_{i1}, A_{i2})) \quad (2)$$

Having all those relative outranking flows, we can draw the outranking graph, whose arcs are the calculated relative flows. For instance, the arc that exits A_{i1} and enters A_{i2} is characterized by the flow $P(A_{i1}, A_{i2})$, which expresses the advantages of the alternative A_{i1} in comparison with A_{i2} .

Step 3. Calculus of net outranking flows

For every alternative we calculate the positive (ϕ^+), the negative (ϕ^-) and the net outranking flows, using the formulae:

$$\phi^+(A_{i1}) = \frac{\sum_{i_1, i_2=1}^m P(A_{i1}, A_{i2})}{m-1} \quad \phi^-(A_{i1}) = \frac{\sum_{i_1, i_2=1}^m P(A_{i2}, A_{i1})}{m-1}$$

$$\phi(A_i) = \phi^+(A_i) - \phi^-(A_i) \quad (3)$$

Finally, the alternative, which has the maximum net outranking flow, is considered the optimum solution.

Numerical example: Decision-making for a 100 mm caliber anti-aircraft round, using the Promethee Method.

Step 1. Input Data

• The criteria which the designer is interested in are synthesized in the below table:

Symbol	Criterion	Unit	Criterion type
C_1	Mass of explosive charge	Kg	Benefit
C_2	Average speed of shells	m / s	Benefit
C_3	Maximum high of the trajectory	m	Benefit
C_4	Time of flight	s	Cost
C_5	Demand on the foreign market	Low / High	Benefit
C_6	Compatibility with NATO ammunition	Low / High	Benefit

- Let's suppose there are four possible solutions: $A = \{A_1, A_2, A_3, A_4\}$.

- The initial decision matrix (D) is turned into D' :

$$D = \begin{bmatrix} 2.0 & 1500 & 20000 & 27.5 & \text{average} & \text{very high} \\ 2.5 & 2700 & 18000 & 32.5 & \text{low} & \text{average} \\ 1.8 & 2000 & 21000 & 22.5 & \text{high} & \text{high} \\ 2.2 & 1800 & 20000 & 25.0 & \text{average} & \text{average} \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0.8 (= 2.0/2.5) & 0.56 & 0.95 & 0.82 (= 22.5/27.5) & 0.71 & 1.0 \\ 1.0 (= 2.5/2.5) & 1.0 & 0.86 & 0.69 (= 22.5/32.5) & 0.43 & 0.56 \\ 0.72 (= 1.8/2.5) & 0.74 & 1.0 & 1.0 (= 22.5/22.5) & 1.0 & 0.78 \\ 0.88 (= 2.2/2.5) & 0.67 & 0.95 & 0.90 (= 22.5/25.0) & 0.71 & 0.56 \end{bmatrix}$$

- The relative weights are: $\bar{P} = \{0.2; 0.1; 0.1; 0.1; 0.2; 0.3\}$.
- For this example we assume all preference functions are identical and defined as follows:

$$P^i: [-1; 1] \rightarrow [0; 1]$$

$$P^i(d) = \begin{cases} 0, & d \in [-1; 0] \\ d, & d \in (0; 1] \end{cases} \quad (4)$$

Step 2. Drawing the outranking graphs

For the calculus of the differences between every two attributes corresponding to the same criterion, we use the table 1. We use the same table for the calculus of the value of the preference function for the above differences. The last column contains the values of the preference functions for every two alternatives. We used the formulae (3), where $i_1, i_2 = 1..4$ and $j = 1..6$.

Table 1 - Values of the preference functions for every two alternatives.

	0.2	0.1	0.1	0.1	0.2	0.3	
$P(A_1, A_2)$	-	-	0.09	0.13	0.28	0.44	0.210
$P(A_1, A_3)$	0.08	-	-	-	-	0.22	0.082
$P(A_1, A_4)$	-	-	-	-	-	0.44	0.132
$P(A_2, A_1)$	0.20	0.44	-	-	-	-	0.084
$P(A_2, A_3)$	0.28	0.26	-	-	-	-	0.082
$P(A_2, A_4)$	0.12	0.23	-	-	-	-	0.047
$P(A_3, A_1)$	-	0.18	0.05	0.18	0.29	-	0.099
$P(A_3, A_2)$	-	-	0.14	0.31	0.57	0.22	0.215
$P(A_3, A_4)$	-	0.07	0.05	0.10	0.29	0.22	0.146
$P(A_4, A_1)$	0.08	0.11	-	0.08	-	-	0.035
$P(A_4, A_2)$	-	-	0.09	0.21	0.28	-	0.086
$P(A_4, A_3)$	0.16	-	-	-	-	-	0.032

Now we can draw the outranking graph, resulted from table 1.

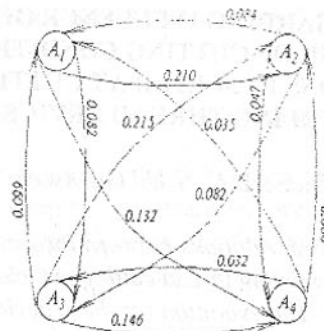


Fig. 1. The outranking graph

Step 3. The calculus of net outranking flows

For this we use table 2 and the known formulae.

Table 2 - Net outranking flows

	A_1	A_2	A_3	A_4	φ^+	φ^-
A_1	0	0.210	0.082	0.132	0.1413	0.0686
A_2	0.084	0	0.082	0.047	0.0710	-0.0993
A_3	0.099	0.215	0	0.146	0.1533	0.0880
A_4	0.035	0.086	0.032	0	0.0510	-0.0573
φ^-	0.0727	0.1703	0.0653	0.1083		

Step 4. The decision-making

The maximum value of ' φ^+ ' leads to alternative (A_3), which will be chosen.

Conclusion

The Promethee method is a real asset because it is simple and therefore very suitable for algorithms used on computers. Moreover, the method takes into account the particularity of each criterion, by allowing the designer to use different preference functions. Though, the real difficulty still resides in the way in which the designer has to provide the calculus process with all input data.

References: 1. Hwang C.L., Yoon K., "Multiple Attribute Decision Making, Methods And Applications, A State-Of-The-Art Survey": Springer-Verlag, 1981; 2. Brans J.P., Mareschal B., "The Promethee Methods For MCDM": Vrije Universitet, Brussels, 1989; 3. Brans J.P., Vincke Ph., Mareschal B., "How To Select And How To Rank Projects: The Promethee Method", European Journal Of Operational Research, 24, Page 228-238.

Статья поступила в редакцию 21.05.2001 г.

CONSIDERATIONS REGARDING INFLUENCE OF THE GEOMETRIC PARAMETERS AND OF CUTTING CONDITIONS ON THE THEORETIC DEVIATIONS RESULTED AT CUTTING OF WORMS BY WHIRLING THREAD DEVICE

Crețu Gh., Pruteanu O., Serb A. (T.U. "Gh. Asachi", Iassy, Romania)

This paper established the link relations between theoretical deviation resulted at worm processing by the whirling thread cutting principle and the geometrical and processing parameters. The evolutions of these deviations amounts against module, diametrical coefficient and worm number of revolutions are represented graphically.

The cutting of cylindrical worms by the whirling thread cutting principle is thought now as one of the most productive ways of processing. In this process the piece turns with slow speed and it is eccentric wrap up by the whirling thread cutting devices tools, which turn with high speed entering periodically into the splitter. Also for the correct achieving of the worm profile, the device's head inclines with an angle equal to that of the worm's helix reference.

The surfaces of flanks and bottom of the channels are cinematic generated, as successive wrap upping positions of the whirling thread cutting device tools. Because of this reason, the resulted surface presents successive deviations from the theoretical form of the profile. For the size determination of this deviation it is need to determine the surface equations described by two successive tools of the whirl head. Knowing the processed worm flanks equations it will be determined the relations that determine the theoretical deviation size resulted in cutting by this process.

For the determination of the surface equations described by the finishing tools it will be considered more reference systems. First are written the surface equations described by the tools in the $O_0X_0Y_0Z_0$ reference system, in which O_0X_0 represents the symmetry axis of the disposal face of the whirling tools, and O_0Y_0 coincides with its own rotation axis:

$$(x_0^2 + z_0^2) \operatorname{tg}^2 \alpha_N = \left(y_0 - R_{0s} \operatorname{tg} \alpha_N + \frac{e_{nl}}{2} \right)^2 \quad (1)$$

In which D_{vs} represents the disposal diameter of the noses of tools from the rotation axis of the device, α_N the profiles angles, e_{nl} is the normal reference cord of the worm tooth space, R_{0s} is the circle radius described by the point form the tool edge blade which processes the reference diameter.

A translation of the coordinate system is performed in the coordinates $O_0X_0Y_0Z_0$ in the length of the O_0X_0 axis with an amount e , so the axis O_0Y_0 should

coincide with the axis of processed worm axis, resulting $O_1X_1Y_1Z_1$ reference system. Equation no. 1 becomes:

$$[(x_1 + e)^2 + z_1^2] \operatorname{tg}^2 \alpha_N = \left(y_1 - R_{0s} \operatorname{tg} \alpha_N + \frac{e_{nl}}{2} \right)^2 \quad (2)$$

If the system is turning round the O_1X_1 line with an γ angle (equal with the inclination angle of the worm helix, on the reference diameter), it results the immobile $Oxyz$ reference system. Knowing the link equation between the two reference systems, the equation of the conic becomes:

$$[(x + e)^2 + (-y \sin \gamma + z \cos \gamma)^2] \operatorname{tg}^2 \alpha_N = \left(y \cos \gamma + z \sin \gamma - R_{0s} \operatorname{tg} \alpha_N + \frac{e_{nl}}{2} \right)^2 \quad (3)$$

By geometrical considerations the value of eccentricity e it is determined:

$$e = R_{0s} - \sqrt{R_1^2 - \left(\frac{e_{nl} \sin \gamma}{2} \right)^2} \quad (4)$$

In which R_1 represents the radius of the reference cylinder.

Then is determined the equation of the normal plane at the average helix of tooth space:

$$xR_1 \cos \varphi + yh - zR_1 \sin \varphi - h^2 \varphi + h \frac{\pi}{2} = 0 \quad (5)$$

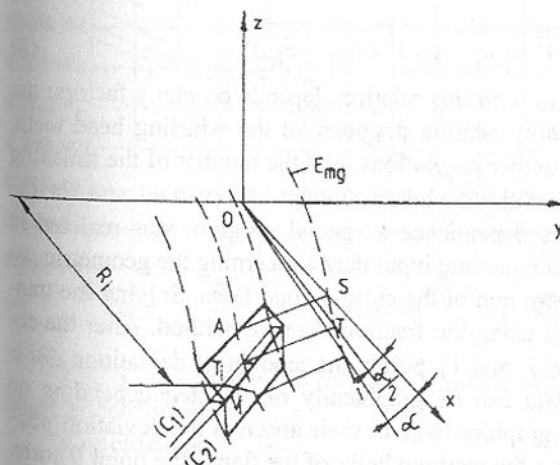


Fig. 1. The positions determination of the deviations from the theoretical surface

For the determination of the theoretical deviation at worm flank processing with thread cutting devices, are considerate two successive positions of the finishing tools, offsite between them with an α angle, dependent on the parameters of the cutter conditions. The relation gives this angle:

$$\alpha = \frac{2 \pi n_m}{n_s z_f} \quad (6)$$

In which n_m represents the worm rotation,

n_s the rotation of the whirl head and z_f is the number of finishing tools. The maxim deviations will be a half of this angle per each rotation. (fig. 1). Their size

is determined in the normal plan at the average helix of the tooth space, spine with a half of α angle around the axis Oy . For this the plan is intersected with the theoretic flank surface (resulting the curve C_1) and a surface generated by the tools (resulting the curve C_2).

The relation gives the C_1 curves equations:

$$\begin{cases} x \sin \frac{\alpha}{2} - \frac{h}{R_1} \left(y - \frac{h\alpha}{2} \right) + z \cos \frac{\alpha}{2} = 0 \\ x = R_d \sin \varphi + \mu \cos x_g \cos \varphi \\ y = h(\varphi - \varphi_0) + tg x_g \sqrt{R_1^2 - R_d^2} - \mu \sin x_g - \frac{p_x}{4} \\ z = R_d \cos \varphi - \mu \cos x_g \sin \varphi \end{cases} \quad (7)$$

To evaluate the amount of this deviation, on this curve we consider $m+1$ equidistant points T_i ($i=0, m$), between the head and bottom cylinders, situated on equal distance with R_i to the worm axis. In this points normal are layout to the helical surface of the worm and they are intersected with the surface described by the tools of the whirling thread cutting device, resulting V_i points. The resulting relations from the determinations of the coordination points T_i and V_i are transcendental and they are solved with the computer aid. Knowing the coordinates of the T_i and V_i points it can be determined the amount of the deviation with the relation:

$$\Delta h_i = \sqrt{(x_{V_i} - x_{T_i})^2 + (y_{V_i} - y_{T_i})^2 + (z_{V_i} - z_{T_i})^2} \quad (8)$$

The calculated deviation with this relation depends on many factors: the module, number of worm teeth, locating diameter of the whirling head teeth, diametric coefficient worm number revolutions, and the number of the finishing tools. For the determination of the deviation amount Δh_i ($i=0, m$) and for the graphic representation of this dependence a special program was realized in QBASIC. The program is first receiving input data concerning the geometric parameters of the processed worm and of the cutting conditions. Solving the transcendental equation is achieved using the fractioned range method. After the coordinate determination of the T_i and V_i points the amount of deviations Δh_i is determined. The obtained data can be graphically represented depending on point position on flank. The graphics have in their abscissa the deviation position in a perpendicular plan on the medium helix of the flank (the point 0 corresponds the exterior diameter, and the point 18 on the bottom diameter), and in the ordinate the amount of the deviation. On the same graphic are represented the deviation results for 6 values of the variable specified parameter.

In the figures 2 and 3 are represented the deviation evolution on the worm flank for different values of module (fig.2) and diameter coefficient (fig.3).

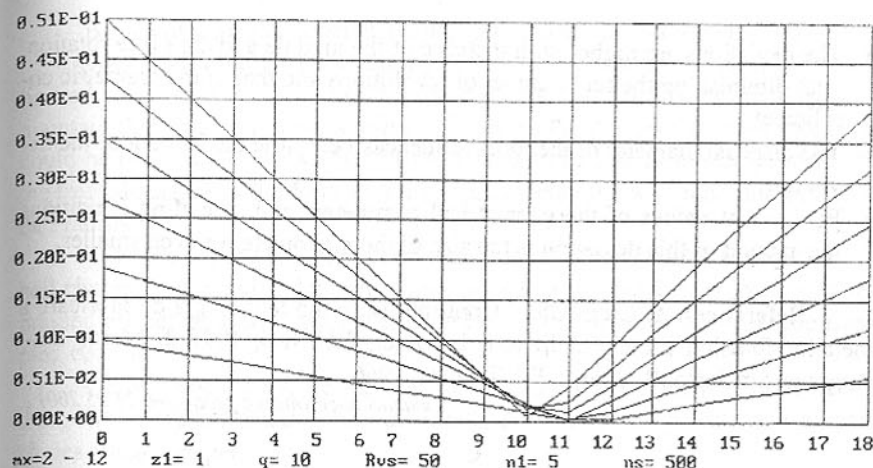


Fig. 2. The theoretical deviations values in the across flanks, from some module m_x

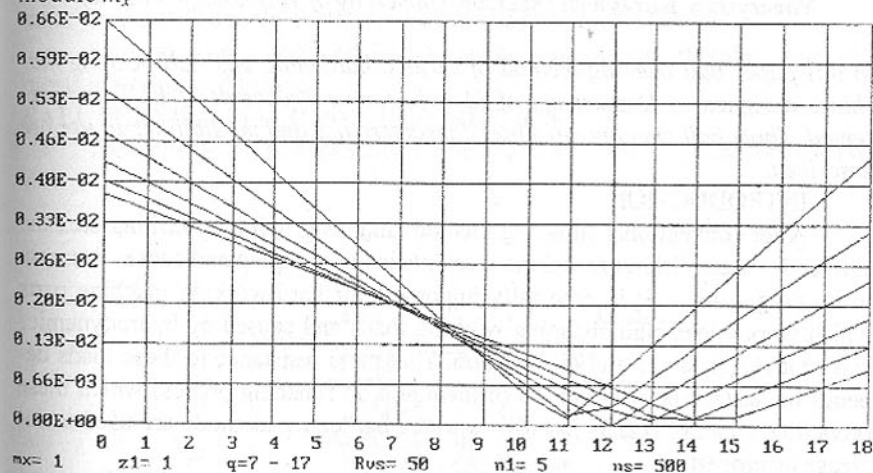


Fig. 3. The theoretical deviations values in the across flanks, from some diameter coefficient q

Conclusions

Studying the evolution of the theoretical deviation to the cylinder worm processing with whirl processing, made with this program, a series of conclusions must be made:

- The deviations are having higher values at the nose of tooth and lower at the pitch diameter

- The deviations are higher with increase of the module and the piece rotation, with diminishing the tool number of revolutions and that of the diametric coefficient
- The disposal diameter of the tools influences very little the amount of the deviation
- For current values of the geometrical parameters and of cutting conditions the amount of this deviation is the size of the micrometer or even smaller.

References: 1. Crețu Gh. – Contribuții privind tehnologia de fabricare a melcilor folosind principiul filetării în vârtej, T.U. Iași, 1997 2. Maroș D. – Angrenaje melcate, București, Ed. Tehnică, 1966

Статья поступила в редакцию 21.05.2001 г.

BALL PEENING MACHINES

Mieczysław Korzyński (Rzeszów University of Technology, Poland)

In this paper ball peening method of surface hardening and ball peening machines designed in Department of Manufacturing Processes of RUT are presented. Three ball peening machines characteristics and possibilities in use are described.

INTRODUCTION

After conventional finishing methods like as grinding, polishing etc., the surface layer condition of machine elements is not too good and causes decrease in its fatigue limit. It is especially important for hard-working machine parts which work under high changing working loads and caused by hydrodynamics and centrifugal forces and or vibration. That parts resistance to these loads depends on surface layer condition of them and on finishing process which these properties creates. That is just why various hardening methods are used to increase its properties.

Many machine parts working under high load have irregular shape and so large dimensions and that is just why their hardening by conventional methods and universal machines (shot peening machines, sand-blasting machines) is impossible. They should be surface hardened with special machines and by special hardening methods. One of them is pneumatic ball peening.

Pneumatic ball peening process is based on making use of stream of small hard bearing balls, that are accelerated with compressed air and circulate in closed loop system, impacting on treated surface and causing its cold hardening. The process effects depend on ejector nozzle geometry and: ball diameter, air pressure, distance from working nozzle to workpiece, and peening time.

Basic advantages of pneumatic ball peening are as follows [1, 2, 3]:

- As a working medium bearing balls dia 1-3 mm are used, propelled at limited speed of 3-10 m/sec. As a results of that the balls do not disintegrate, maintain their high hardness, during the process there is no dust produced, that could be pressed into the surface layer. A smooth ball surface is projected onto the treated surface in the form of scale-like indentations with radii analogous to ball radius.

- Low ball speed and their continuous recirculation cause that only a small ball charge is required and, as air supply source, a regular factory internal compressed air network can be used provided with a typical oil and moisture trapping equipment.

- After ricocheting, the balls fall down under gravity into the suction zone thus, eliminates ball transportation devices and makes bearing ball peening machines much cheaper.

Machining of the machine parts before pneumatic ball peening is quite standard, and is aimed to get surface roughness $Ra = 2,5 - 5 \mu m$. Principal variables of pneumatic ball peening process are: air pressure, ball diameters, distance from nozzles to the surface to be peened and time of peening.

Some machines designed for ball peening of various irregular shape elements are presented below.

BALL PEENING MACHINES DESCRIPTION

The scheme of first described pneumatic ball peening machine is pre-

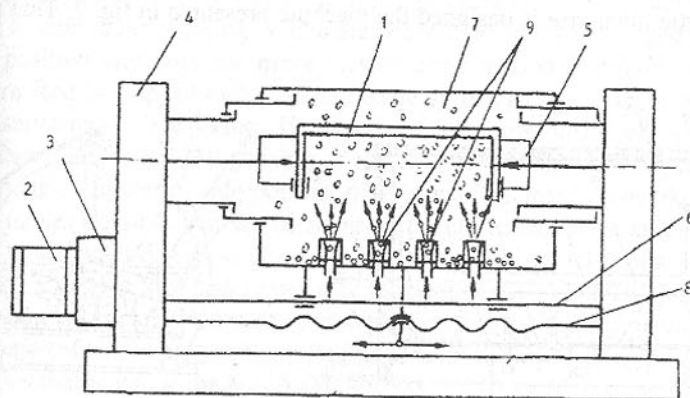


Fig. 1. The scheme of ball peening machine for blended shafts: 1 – peened element, 2 – motor, 3 – reducer, 4 – chain transmission unit, 5 – chuck, 6 – feed shaft, 7 – chamber, 8 – load screw

sented in fig. 1. This machine enables to perform pneumatic ball peening of

various kinds of shafts and many kinds of rotate elements with horizontal rotate axis as sleeves, rings, small dia cylinders, blended shafts, car and bus stabilizers with short arms, etc. The tips of element to be peened 1 are fixed in special chucks 5. During peening treated element is rotating slowly. Power from motor 2 is transmitted to both tips of treated element synchronously by speed reducer 3, feed shaft 6 and two chain transmission units in cases 4. Peened element and chucks are enclosed in chamber 7, containing telescope sections. The chamber makes slowly reciprocating motion and is driven from motor 2 by reducer 3, chain transmission 4, electromagnetic clutch and lead screw 8. Distance and direction of the chamber motion, are controlled by the limit switches. At the bottom of chamber 7 there are some vacuum nozzles 9 of special design [...] which are generating negative pressure and throw the ball stream at the surface to be peened.

The distance from nozzles to the peened element surfaces is selected so that its changing position has not considerable influence on effects of peening. Machine electro-pneumatic control system makes possible adjustment of different degrees of strain hardening at different sections of peened element, according to requirements. Machine vacuum nozzles are supplied from air compressor or from factory compressed air network and runs at semi-automatic cycle. For that machine the ball batch is about 10-15 kg of 2 or 3 mm dia bearing balls. The ball peening time of one typical element is about 0,5 hour. The machine work in semi-automatic cycle and its possibilities among other things are described in [1, 2].

A little otherwise is designed the machine presented in fig. 2. That pneu-

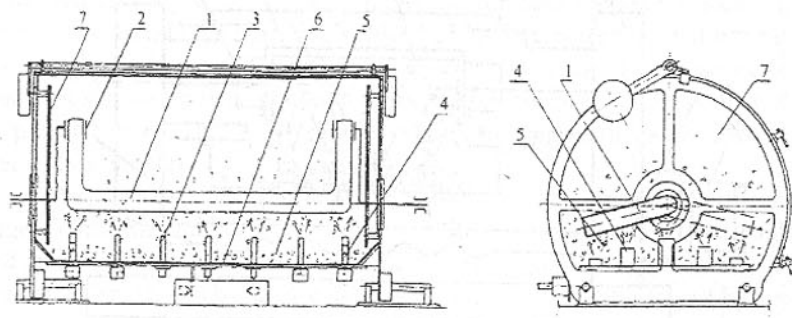


Fig. 2. Basic unit (working chamber) of the machine for pneumatic ball peening of blended shafts: 1 - peened element, 2 - chuck, 3 - first complex nozzle, 4 - second complex nozzle, 5 - working ball, 6 - exchange chamber bottom, 7 - air permeable diaphragm

matic ball peening machine enables to perform pneumatic ball peening of various bus suspension elements (stabilizers, bars, etc.) [4]. This machine chamber has only one, non-telescope section. At the bottom 6 of chamber the complex with two systems of special designed vacuum nozzles is installed. First vacuum nozzle system has motionless nozzles 3 which are placed under and along rotate main axis of peened element 1 and that constant nozzles 3 are used for pneumatic ball peening of horizontal parts of peened element.

Second vacuum nozzle system has some motion (self-aligning) nozzles 4, which can rotate about small angle and properly to direct stream of balls 5. This system contains two complete sets of nozzles, which are placed under and along both arms axis of peened shaft, perpendicular (or at adequate angle) to main rotate axis. The stream of small hard bearing balls, which are accelerated in vacuum nozzles with compressed air, impact on horizontal part of treated element surface causing its cold hardening. After ricocheting, the balls fall down under gravity into the suction zone eliminating thus ball transportation elements.

The machine is work in two cycles. After start, during first cycle, compressed air is supplied only to constant nozzles. Treated element 1 is rotating to and fro with predetermined (about 210°) angle range and like as at first machine the working chamber with vacuum nozzles have slow reciprocating motion. During first cycle, only this, just motionless nozzles 3 are working. After passage of predetermined to treating of that element main part work-time, first cycle is finished. Next is starting second work cycle - ball peening of element arms.

During second work cycle the working chamber is motionless and first nozzle system is not working. While the peened element 1 is stopped in left extreme position and does not make reciprocating motion (constant nozzles air pressure feed is stopped too), second nozzle system driven from special, additional servo-motor is working. The nozzles 4 swinging on forced by hydraulic servo-motor angle and ball peening of one side of element arms is realized. After passage of first arms side peening time, peened element is rotated on angle, which makes possible treating of second treated element arms side during repeated cycle. In this manner the peened element makes only rotate-reversible motion and in this time ball peening of element arms is realized. The angle of ball stream is synchronized with peened element motion to obtain required coverage ratio (of ball marks) and required surface hardening.

For that machine the ball batch is about 30-40 kg of 2,5 mm dia bearing balls. The ball peening time of one typical bus stabilizer is about 1 hour. The machine is relatively noiseless and simply in use because work in semi-automatic cycle. That machine assures good hardening equableness of treated element surface but is not too universal - with it only one kind of shafts treatment is possible. To make peening of various elements, the machine working

chamber bottom 6 is exchanged. Every bottom has system of nozzles displaced in dependence on peened element shape. And machine requires special control system (best - computer system) assuring suitable synchronization treated element movements, nozzles movements and air pressure in vacuum nozzles.

Third presented machine (fig. 3) is designed on the base of multi-nozzle chamber. This narrow cylinder-shape chamber 1 has uneven quantify of vacuum nozzles 2 with one nozzle placed at the bottom of chamber and the other nozzles evenly spaced on circumference of chamber.

Through the chamber in many slow cycles with reciprocating motion treated element 3 is pushed. It assures good hardening equableness of treated element surface on all its length.

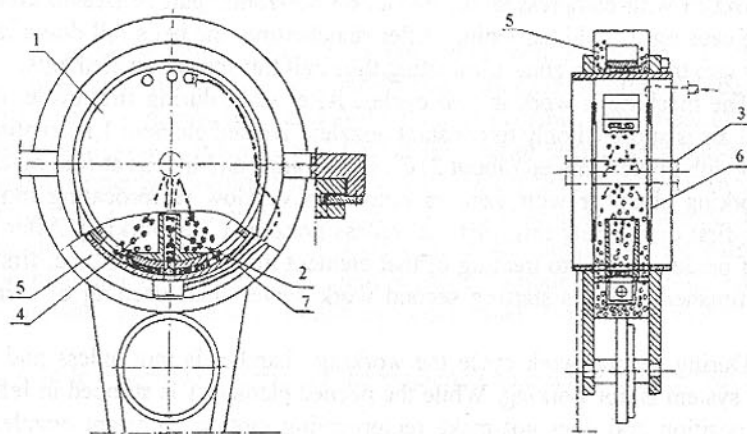


Fig. 3. The main unit of machine for pneumatic ball peening of blended shafts: 1- working chamber, 2 - vacuum nozzles, 3 - peened element, 4 - working balls, 5 - ball magazine, 6 - diaphragms, 7 - compressed air pipe

Ball peening is realized without treated element turning while the chamber 1 is slow rotating to and fro about small angle, which depends on nozzle number. This angle is about $2\pi/n$, whence n - nozzles number on chamber circumference. Chamber movement makes easy conveying and distribution of balls 4 in suction area of every nozzle.

Balls conveying can be realized with simple circular through-type magazine 5 presented in fig. 3 or by pneumatic conveyor or with mechanical feeders periodically feeding ball buffer-magazines, from where vacuum nozzles will be supplied under influence of earthly gravity force. This last solution considerably simplifies construction of machine but requires more balls charge.

Adequate air-tight of chamber is ensure by movable side-diaphragms 6 (designed like as diaphragm of photographic camera), with change diameter and change hole shape, self-adapt to treated element shape and its diameter. For that machine the ball batch is much less then other ball peening machines, and it is about 1-5 kg of 1-3 mm dia bearing balls. Machine working chamber has adequate diameter and adequate small width to make possible shifting through it of elements (shafts) bended up to 90° angle.

This universal machine joins advantages of hardening equableness and control easiness but requires special feed system to make feed trajectory according to treated element (shaft) shape. The machine can be used not only to blended shafts but also to straight, very long shafts and bars, and to all kind of long steel sections. To ball peening of very long elements is possible multiplication of number of working chamber modules and very high productivity.

CONCLUSIONS

Above presented ball peening machines makes possibility the hardening of elements with various shape cross sections, blended shafts, irregular shape machine elements and the like.

They have many advantages: simply construction, supply from standard compressed-air installation, repeatability of treatment results, and possibility to treat irregular shape and low stiffness workpieces. Can be used in small- and mean-lot production, for strain hardening of low, medium and very hard elements and it may cause even elimination of subsequent belt-grinding operations.

References: 1. Korzyński M. Bearing ball peening process parameters, effects and jig & machines to its realize. - Int. Conf. MECHANICS '98. Rzeszów, Poland, 1998. p. 403-406. 2. Korzyński M. Pneumatic shot peening machines produced by Rzeszów Technical University. - Int. Conf. on ANTICOR. Kosice, Slovak Republic, 1996. p. 43-51. 3. Łunarski J., Zielecki W. Possibilities of improving fatigue properties of machine elements by pneumatic shot peening. - Int. Conf. ICSP 4, Tokyo, 1990. 4. Zielecki W., Korzyński M.: The machine for hardening of car elements. - Conf. On Surface engineering. Gdańsk, Poland 1996. p. 167-169.

Статья поступила в редакцию 11.06.2001 г.

COMPARATIVE ESTIMATION OF PARAMETERS OF OSCILLATIONS OF A BODY OF BUSES "VOLVO B-59 AND LIAZ-5256

Lejda K., Akopjan R.A. (Rzeszow University of Technology, Poland)

In connection with that while in a due degree the problems of the theory of optimization of parameters of a pneumatic suspension bracket are not lighted in

the literature, the attempt is made to fill this blank with new materials on the basis of careful experimental researches of a series of buses with pneumatic suspension brackets. displacement;

In tab. 1 the parameters of the steady-state vertical oscillations of suspension brackets of controlled wheels of the bus "Volvo B-59" and LiAZ-5256, defined in identical conditions are grouped together.

Table 1 - Parameters of the steady-state vertical oscillations of cushioning and unsprung masses of comparing suspension brackets

and unsprung masses of comparing suspension brackets							
Suspension bracket of controlled wheels in collection	cushioning masses, kg	Pressure air in tires, MPa	Frequency of external perturbations 1/s	Average square-law aberrations			Distance, mm
				of acceleration		of relative displacement of cushioning mass, mm	
				cushioning masses	unsprung masses		
Experimental	2260	0,50	10,64	4,54	11,74	10,50	$l_n=1980$
			16,13	3,28	9,03	7,73	$l_p=2705$
			11,85	4,59	12,17	13,61	$l_n=1480$
			16,75	3,59	9,03	8,36	$l_p=2205$
"Volvo B-59"	2565	0,58	10,04	3,73	9,62	11,30	$l_n=1920$
			16,43	3,84	7,57	10,20	$l_p=2750$
		0,68	10,36	4,17	11,52	12,10	
			16,16	3,87	9,47	10,50	

On a foundation of performances of free oscillations obtained at alpha tests of a vibratory system with a suspension bracket of controlled wheels (without shock-absorbers) of the bus "Volvo B-59", the fundamental frequencies of vertical oscillations of a cushioning mass, and also relative damping factors of free oscillations stipulated only by abrasion in joints of a suspension bracket and internal abrasion in rubber-cord to an envelope of elastic units installed.

From datas, reduced below (tab. 2), follows, that the rather high fundamental frequency of free oscillations of a cushioning mass varying depending on static load in limits is inherent in a suspension bracket of controlled wheels of the bus "Volvo B-59", despite of a low vertical rigidity of used pneumatic elastic units 1,3...1,4 Hz.

At connection of hydraulic shock absorbers the own frequency of oscillations of the system increases approximately up to 1,5...1,55 Hz.

To define a relative damping factor on performance of the oscillating system with hydraulic shock-absorbers practically it is not obviously possible, as the fading of oscillations happens in time, smaller, than period of one oscillation.

The high fundamental frequency of oscillations of the investigated system explains by a feature of arrangement of a suspension bracket: the elastic units displaced for an axis of the bridge concerning an axis of a hunt effect (joint) of a

guiding rig of a suspension bracket on significant distance (830 mm). Such displaced layout of elastic units also stipulates a heightening of fundamental frequencies of oscillations of a cushioning mass proportionally to ratio of distances from elastic units both from an axis of wheels and up to an axis of a hunt effect (joint) of a guiding rig.

It is necessary to mark, that the forces of abrasion in joints of a guiding rig and force of internal abrasion in rubber-cord to an envelope of hose elastic units of a suspension bracket of controlled wheels of the bus "Volvo B-59" almost do not render damping influence on vertical oscillations of a cushioning mass. The relative damping factor of oscillations depending on static load on a suspension bracket and other oscillatory parameters is in limits 0,034...0,044. For matching we shall mark, that at free oscillations of a suspension bracket of controlled wheels of the bus LiAZ-677 (directing device - quarters of a spring and transversal traction, elastic hose units of a standard size H-48, Ø320x200) the relative damping factor reached 0,090...0,095.

Table 2 - Some parameters of a suspension bracket of controlled wheels of the bus "Volvo B-59"

Cushioning mass, comes on suspension bracket, kg	Pressure air (redundant), MPa		Fundamental frequency of oscillations of cushioning mass, Hz	Relative damping factor of oscillations
	in elastic elements	in tires		
2565	0,260	0,78	1,40	0,040
		0,68	1,38	0,041
		0,58	1,36	0,043
		0,48	1,35	0,044
3520	0,340	0,78	1,30	0,034

The estimation of the forced steady-state oscillations of an investigated vibratory system is carried out on average square-law values of vertical displacements and accelerations of a cushioning mass, and also vertical accelerations of unsprung mass (tab. 3 and fig. 1,2).

At the steady-state oscillations vertical displacements of unsprung masses practically did not exceed height of irregularities of the microprofile of a road, i. e. during driving a wheel did not lose contact to footprint.

The relative displacement of a cushioning mass with a heightening of pressure of air in buses increased. More intensive growth of displacements was observed at increase of an air pressure in buses from 0,48 up to 0,58 MPa and from 0,68 up to 0,78 MPa.

With increase of a cushioning mass come on a suspension bracket, from 2565 up to 3520 kg the relative displacement of a cushioning mass, as a rule,

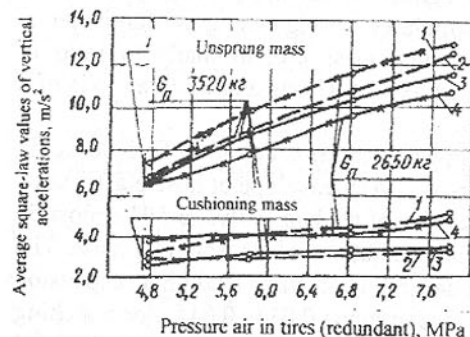


Fig. 1. Vertical accelerations of cushioning and unsprung masses: G_n - a cushioning mass come on a suspension bracket; n - frequency of external disturbing force (1, 2 - 10,0... 11,0 s^{-1} ; 3, 4 - 15,5... 16,5 s^{-1}).

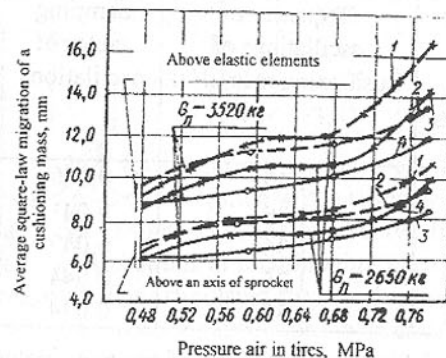


Fig. 2. Relative displacement of cushioning masses (denotation see in a fig. 1).

perturbations is much less tells on a value of average square-law accelerations of a unsprung mass (depending on an air pressure in tires it is diminished approximately on 0,3... 1,0 m/s^2). The growth of static load on a suspension bracket promotes lowering of average square-law accelerations of a unsprung mass at frequency of external perturbations 10... 11 s^{-1} and their heightening at 15... 16 s^{-1} .

The change of frequency of external perturbations at fixed static load on a

was diminished at any rigidity of buses and frequency of external disturbing force.

The heightening of frequency of external disturbing force with 10 up to 16 s^{-1} practically irrespective of static load on a suspension bracket and rigidities of buses was accompanied by decrease of relative displacements of a cushioning mass.

The vertical accelerations not - cushioning masses at any values of static load on a suspension bracket and frequencies of external perturbations with increase of an air pressure in buses intensively accrued.

At increase of an air pressure in buses on 1 MPa average square-law values of accelerations of unsprung mass are augmented almost on 2 m/s^2 . The heightening of frequency of external perturbations with 10 up to 16 s^{-1} is essential (on 1...2 m/s^2) diminishes average square-law accelerations of a unsprung mass at to a cushioning mass come on a suspension bracket 2650 kg. If this mass makes 3520 kg, the increase of frequency of external

suspension bracket does not render essential influence on a value of vertical accelerations of a cushioning mass. The increase of static load at a suspension bracket calls some decrease of vertical accelerations of a cushioning mass. Last are reduced also at decrease of a rigidity of buses. In tab. 4 the relative average square-law accelerations, obtained approximately in identical conditions, unsprung and cushioning masses of the oscillatory system with suspension brackets of the following types are reduced:

I - dependent pneumatic suspension bracket of controlled wheels with an And - figurative guiding rig of the bus "Volvo B-59" with hose elastic units;

II - independent double-lever pneumatic suspension bracket of controlled wheels of the bus LAZ-699 with double bulbs of a standard size $\varnothing 300 \times 200$;

III - dependent pneumatic suspension bracket of controlled wheels of the bus LiAZ-677 (variant 1) with fixing of the bridge the quarter springs and transversal traction, as which elastic units use double bulbs of a standard size $\varnothing 300 \times 200$;

IV - dependent pneumatic suspension bracket of controlled wheels with fixing of the bridge by semielliptical springs of the bus LiAZ-677 (variant 2) with double bulbs of a standard size $\varnothing 300 \times 200$.

As we see, the relative vertical accelerations of cushioning and unsprung masses are a little bit lower in a vibratory system with a dependent pneumatic suspension bracket supplied by an A - figurative guiding rig. It is explained in main properties of used pneumatic hose elastic units.

From tab. 5 and the fig. 3 follows, that at fixed width of a pec-weed track and static load on a suspension bracket by increase of a ratio of shoulders of a hunt effect the transversal angular rigidity of a suspension bracket is reduced, and the corner of a roll of a body in a transversal plane increases. Last also is essentially augmented with decrease of a spring track and with a heightening of static load at anyone spring track.

For example, at peak load on the bus the corner of a roll above a suspension bracket of controlled wheels (without the registration of link through a body with a suspension bracket of driving wheels) does not exceed an established admissible limit at width of a spring track $B=1960$ mm, if $l_p/l_k \leq 1,60$, and also in a case $B=1780$ mm and $l_p/l_k \leq 1,20$.

The comparison of datas of tab. 5 displays, that for sufficing to the requirements on smoothness of a course of the bus and stabilization of a position of a body in a transversal plane the spring track of a suspension bracket of controlled wheels should be not less than 1880...1900 mm.

At smaller width of a spring track the transversal angular rigidity of a suspension bracket of controlled wheels of the bus will be insufficient and for a heightening of stabilization of a body in a transversal plane it is necessary a suspension bracket of controlled wheels to supply torsion with the stabilizer of

transversal stability.

Table 3 - Average square-law values of vertical displacements and accelerations of cushioning and unsprung masses at the steady-state oscillations of a suspension bracket of controlled wheels of the bus LiAZ-5256 with shock absorbers.

Mass comes on suspension bracket, kg	Pressure air in tires (redundant), MPa	Frequency of external disturbing force, radian/s	Acceleration, m/s ²		Relative displacement of cushioning mass, mm	
			unsprung mass	cushioning mass	on a line of elastic units	above an axis of wheels
2565	0,48	10,20	7,23	2,90	8,90	6,22
		16,19	6,20	3,53	8,40	5,86
	0,58	10,04	9,62	3,73	11,30	7,89
		16,43	7,57	3,84	10,20	7,12
	0,68	10,36	11,52	4,17	12,10	8,45
		16,16	9,47	3,87	10,50	7,33
	0,78	10,25	12,96	4,89	16,60	11,59
		15,71	10,65	4,70	14,30	9,98
	0,48	10,94	6,47	2,71	9,40	6,56
		16,59	6,35	2,41	8,60	6,00
3520	0,58	12,15	8,74	2,76	11,00	7,68
		15,83	8,59	2,81	9,10	6,35
	0,68	10,15	10,60	2,86	11,50	8,03
		15,42	10,14	2,94	10,00	7,00
	0,78	10,39	13,72	3,38	12,60	8,80
		10,34	12,31	3,06	14,50	10,12
	0,48	16,31	12,20	2,64	11,90	8,31
		15,43	10,82	3,26	12,20	8,52

Thus, the datas, obtained as a result of experimental research, characterize some properties of a dependent pneumatic suspension bracket with an A - figurative guiding rig, which can be used for an approximated estimation of its quality.

Taking into account specific conditions of operation of urban buses (in peakhours buses work with limiting loads, which are defined by capacity of compartment), it is necessary to increase a safety factor of units of guiding rigs of a suspension bracket.

The obtained experimental indexes of the steady-state vertical oscillations, defining to a certain extent smoothness of a course of the bus LiAZ-5256, in main do not differ from similar indexes of buses, therefore further heightening of a transversal angular rigidity in 1,5...1,6 times by exception of additional tanks of elastic units of suspension brackets controlled and driving wheels are connected to aggravation of smoothness of a course. Let's mark, that the exception of additional tanks of elastic units of a suspension bracket of

controlled wheels promotes a heightening of a transversal angular rigidity in 1,22...1,25, and suspension bracket carrying on - in 1,30...1,34 times.

If the arrangement of a wide door on back overhang of the bus allows to increase a spring track of a suspension bracket of driving wheels up to 1700 mm without damage to smoothness of a course, the transversal angular rigidity can be increased in 1,24...1,26 times. In vehicles with pneumatic suspension brackets supplied fast regulators of a position of a body ("active" suspension bracket), automatically raising stabilizing property at driving on curvilinear sites of a road at the expense of regulation of a vertical rigidity of suspension brackets, the rolls can completely be eliminated also without essential aggravation of smoothness of a course [1,2].

Noticeable aggravation of smoothness of a course on roads with a poor-quality coverage, and also heightening of a mass and cost of a suspension bracket stipulate usage in suspension brackets of stabilizers of transversal stability of torsion type only in extreme cases. For vehicles with pneumatic suspension brackets the stabilizing devices containing a disconnecting gate can also be recommended which overlaps the channel and links the additional tank with an elastic unit [2].

Table 4 - Relative average square-law values of accelerations $z/2g_0$ of cushioning and unsprung masses

Mass comes on suspension bracket, kg	An air pressure in tires (redundant).	Frequency of external disturbing force.	Type of a suspension bracket			
			I	II	III	IV
Relative acceleration of a cushioning mass						
2650	0,48	10,2	180,7	180,0	194,3	
		15,8	180,0	214,3	237,1	
	0,68	10,2	268,0	242,0	274,3	
		15,8	256,7	270,0	298,6	
3520	0,48	10,2	161,8		160,0	168,5
		15,8	183,8		207,1	231,4
	0,68	10,2	265,0		264,3	270,0
		15,8	253,5		288,6	302,8
Relative acceleration of unsprung mass						
2650	0,48	10,2	72,5	83,7	114,7	
		15,8	88,2	100,8	131,4	
	0,68	10,2	104,2	97,1	117,1	
		15,8	96,8	117,1	128,5	
3520	0,48	10,2	72,8		81,4	84,0
		15,8	60,2		80,0	81,4
	0,68	10,2	71,5		102,8	88,0
		15,8	73,5		117,1	91,0

Table 5 - Oscillatory parameters of a suspension bracket at normal load on one elastic unit H-48, component $G_3 = 30,411$ кН

l_p/l_k	$G_n = 28,938$ кН			$G_n = 19,540$ кН			$G_n = 74,065$ кН		
	$2G_e$, кН	C_n , кН/м	n , Hz	$2G_e$, кН	C_n , кН/м	n , Hz	$2G_e$, кН	C_n , кН/м	n , Hz
0,7	41,340	91,33	0,885	70,771	131,75	0,813			
0,8	36,172	110,50	0,974	61,925	155,68	0,884			
0,9	32,153	120,00	1,015	55,044	182,76	0,957			
1,0	28,938	141,26	1,101	49,540	209,93	1,026			
1,1	26,307	160,24	1,173	45,036	237,40	1,091	67,332	313,37	1,025
1,2	24,115	186,47	1,265	41,283	268,40	1,160	61,721	350,33	1,084
1,3	22,260	212,21	1,350	38,108	301,75	1,230	56,973	387,95	1,141
1,38	20,970	233,53	1,416	35,898	328,81	1,284	53,670	420,35	1,188
1,41	20,523	241,84	1,441	35,135	339,33	1,305	52,528	432,97	1,205
1,5	19,292	269,28	1,521	33,026	370,82	1,364	49,376	467,94	1,253
1,6	18,086	301,36	1,609	30,962	401,82	1,420	46,290	512,28	1,311
1,7	17,022	334,54	1,695	29,141	425,26	1,461	45,567	555,68	1,365

The note. G_n - static load on a suspension bracket; $2 G_e$ - static load on elastic units of a suspension bracket; C_n - vertical rigidity of a suspension bracket; n - partial frequency of oscillations of a cushioning mass.

References: 1. Акоюн Р.А. Пневматическое поддресоривание авто-транспортных средств. Часть II. «Вища школа», Львів, 1980. С.207. 2. Акоюн Р.А. Пневматическое поддресоривание автотранспортных средств. Часть III. «Вища школа», Львів, 1984. С.237. 3. Akojan Ruben. Budova pojazdow samochodowych. Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej. Rzeszow. 1995. S. 218.

Статья поступила в редакцию 24.05.2001 г.

RESEARCH OF THE ROUGHNESS AND BURNISHING DEGREE BY VIBROROLLING

Nagîț Gh., L., Slătineanu L., Dodun O.

(Technical University "Gh. Asachi" of Iași - Romania)

This paper presents some and experimental research to direction of burnishing degree by vibrorolling. The importance vibrorolling consist to improvements in surface quality in two ways: its geometry and the phisico-mechanical proprieties. This paper presents the influences of input parameters and the mathematical models of the output parameters.

INTRODUCTION

Surface work-hardening by vibration is a perfected process, by that it

increases the efficiency of the deformation with the help of a vibration motion of the deformation element, along the sample's rotational axis. A device was build, mounted on a traditional lathe. It allows a large variation of input data.

CONSIDERATIONS ABOUT THE EXPERIMENTAL PLAN

A researching plan was carried out, to allow a minimum number of experiments, a large number of conditions and a measuring possibility of output data. To model the output data, a complete factorial plan was used. The had in view output parameters were: rugosity (R_a) of the worked surface and burnishing degree (λ_n). The kind of experiment was complete orthogonal factorial, type 2^6 ; the Yates algorithm was used to determine the research points. Three samples for each point and a semnification threshold $\alpha=0,05$ were considered. The input levels of the input parameters were varied by considering the technical possibilities of the installation. The operation was carried out in presence of hydraulic oil H20. The initial rugosity of samples was not considered as an input parameter (it was constant), but its value was used to determine the smoothness degree. The last operation before surface vibration work-hardening was a fine turning. The input parameter and their levels are exhibited in table 1. Six pieces may be simultaneously placed on shaft and secured against rotation. The shaft and pieces were fixed on a lathe between the points in order to be processed the points in order to be processed the rotation. To ennoble the comparison between the output parameters of vibrorolling on the shaft were placed five pieces cache made of a different type of steel. The sixth (usually made of OL60) was vibrorolling using the some parameters as the other five but without the oscillatory movement. The number of treatments for each materials is $2^6=64$ and the number of pieces required is $64 \times 3=192$. Therefore to process all the types of steel a tool of 576 pieces were needed. In table 2 there are exhibited the experimental results. The samples' diameter was 60 mm.

Table 1 - The level of input parameters used in experimental design

Input parameter		Level		Unit of measurement
Code	Significance	1	2	
i1	n_{cd} - number of double stroke	350	940	cd/min
i2	d_b , (or r_v) the diameter of barks or spherical radius of diamond point	6.75 (1)	15.85 (3,5)	mm
i3	$2e=1$ - the amplitude of oscillation	0.6	1.6	mm
i4	F - force	100 (20)	600 (60)	N
i5	n - number of rotation	100	400	rev/min
i6	f - feed	0.024	0.132	mm/rev

RESULTS AND CONCLUSIONS

A complete-new microrelief (especially a polyhedral type IV one) means a decrease of rugosity of work-hardened surfaces, whether the working parame-

ters are proper. The *smoothing degree* of surfaces is described by equation (1).

$$\lambda_n = \frac{R_{ain}}{R_a} \quad (1)$$

The following analyses were performed: verifying the possibility to model through linear functions, deriving the coefficients and statistical testing; if the response is positive, the analysis stops here; if negative, whether the model cannot be a linear or a linearizable function, an other type of function is selected, on the basis of Gauss criterion.

The mathematical models is:

$$R_a = 5.68 \cdot 10^{-2} \cdot 1.002^f \cdot 63768^f \cdot 0.8999^f \cdot 0.8999^{cd} \cdot 4.36^{2e} \cdot 0.8916^{db} \quad (2)$$

The model of the smoothness degree is described by equation (17). It shows that the rotational frequency has an important effect on smoothness degree.

$$\lambda_n = 0.233 \cdot n^{-0.495} \cdot f^{-0.452} \cdot F^{0.383} \cdot n_{cd}^{0.625} \cdot 2e^{-1.326} \cdot db^{0.93} \quad (3)$$

The graphical representation is shown in figures 1 and 2.

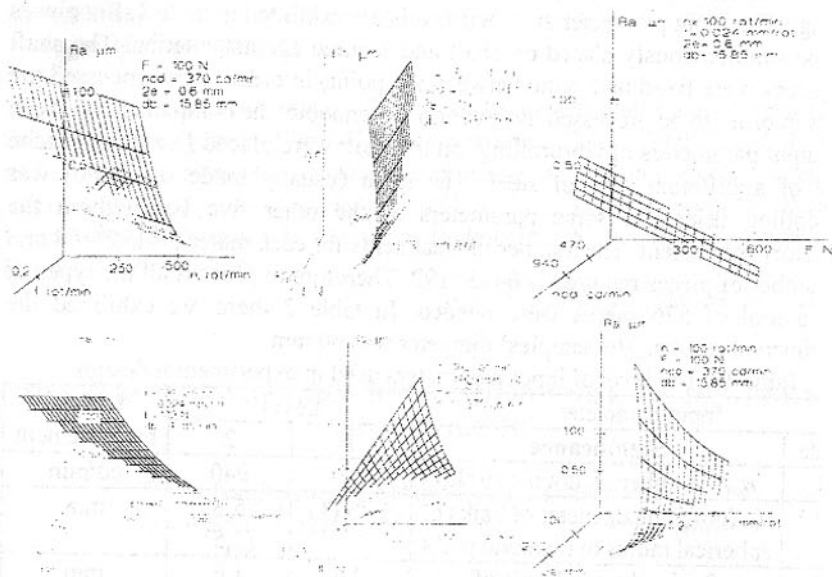


Fig. 1. Typical dependents of the roughness parameter R_a by input parameters by vibrorolling

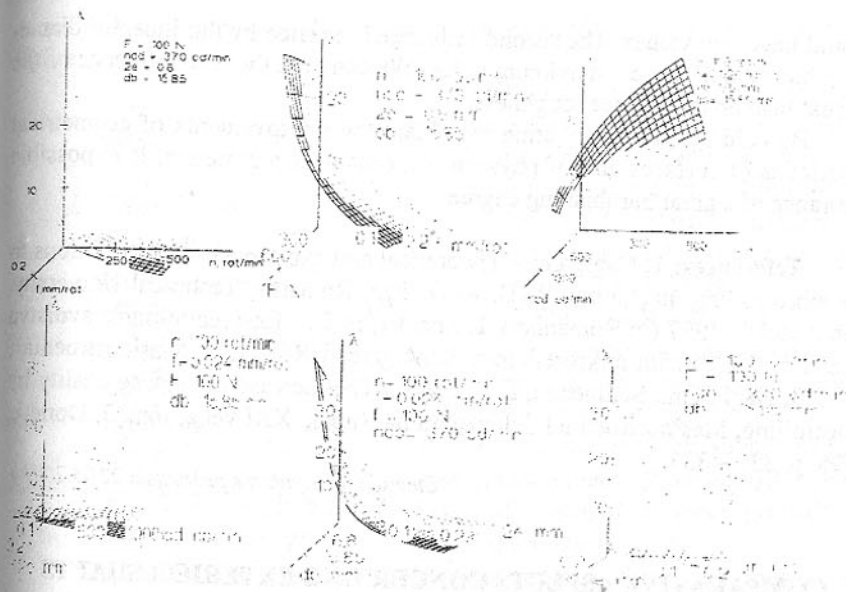


Fig. 2. Typical dependents of the burnishing degree by input parameters by vibrorolling

After models and results were studied, one can assess that a classification of the effects of different factors on the output parameters is possible. For instance, the largest influence on the burnishing degree is exerted by the vibration amplitude, which should have low values. The second larger influence is exerted by the indenter's diameter, which should have a maximum value. Note the low influence of the normal load on the surface hardening.

Parameters *rotational frequency* and *feed* have always effect within the process and should be selected at a minimum level, and *vibration frequency* and *normal load* (when the latter is significant) should be selected at maximum levels. Also note the effects of interactions between the indenter's diameter and the vibration frequency, and between the frequency and the amplitude. The explanation consists of that that they are the main elements which describe the number of "attacks" of the ball indenter upon a microasperity during the working stroke and the number of such microasperities included within an "attack". There are no significant effects on the burnish degree exerted by the vibration frequency, but the amplitude, the indenter's feed and the rotational frequency have major influences.

After the models and results study, a classification of the effects of different factors on the output parameters is possible. For instance, the largest influence on the surface roughness is exerted by the vibration amplitude, which

should have low values. The second influence is exerted by the indenter diameter, which should have a maximum value. We can note the low influence of the normal load on the surface roughness.

By cold plastic deformation we obtain the improvements of geometrical proprieties of surfaces and of physical – mechanical proprieties. It is possible assurance of a great burnishing degree.

References: 1. Nagiț, Gh. - Theoretical and experimental contributions to the vibro-rolling machining. Ph.D. work. Iași, Romania, Technical University. „Gh.Asachi”, 1997 (in Romanian). 2. Șneider, Iu.G. - Ekspluatationnife svoistva detalei s regulearnâm mikroreliefom, Leningrad, URSS: Ed. „Mašinostroenia”, 1982. 3. Nagiț, Gh., Slătineanu, L., Luca, L., The increase of surface quality by vibrorolling, Mašinostroenie I Tehnosfera na Rubeje XXI veka, tom. 3, Donețk, 1998, p. 330 – 333.

Статья поступила в редакцию 22.05.2001 г.

COMPARATIVE ASPECTS CONCERNING EXTERIOR SHAFTS GROOVE MANUFACTURING PROCESSES

Nedelcu Dumitru, Pruteanu Octavian, Bursuc Silviu
(Technical University “Gh. Asachi” of Iasi Romania
Faculty of Machine Manufacturing)

1. INTRODUCTION

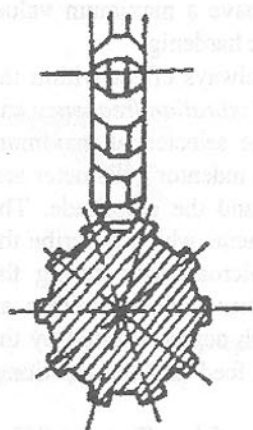


Fig. 1. Groove milling with loomed mill

The technical paper presents a comparative study of exterior triangle shafts groove manufactured processes using cutting process and cold plastic deformation process.

The main scope of technical paper consists in point out using comparative way the advantages and disadvantages of both manufacturing processes from surface quality (roughness, hardness and metallic structure) point of view.

2. MANUFACTURING METHODS USED FOR OBTAIN THE EXTERIOR TRIANGLE SHAFTS GROOVE

To obtain the shafts groove using cutting process was used the milling with loomed mill (figure 1). The looming disc mill was made using the dates from running program caneluri.exe 20:1 scale,

AutoCAD 14.0 soft to SC Nicolina SA Iasi-Romania. The profile is present in figure 2 and the logic scheme in figure 3.

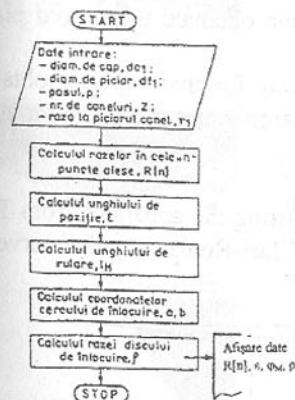


Fig. 3. The logic scheme to calculus of tool design

The hardness is given by ratio between penetrate force P and surface area S of diamond pyramid stamp (relation 1):

$$HV = \frac{P}{S} \quad (1)$$

The S area can be write as follow (relation 2):

$$S = \frac{d^2}{2} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (2)$$

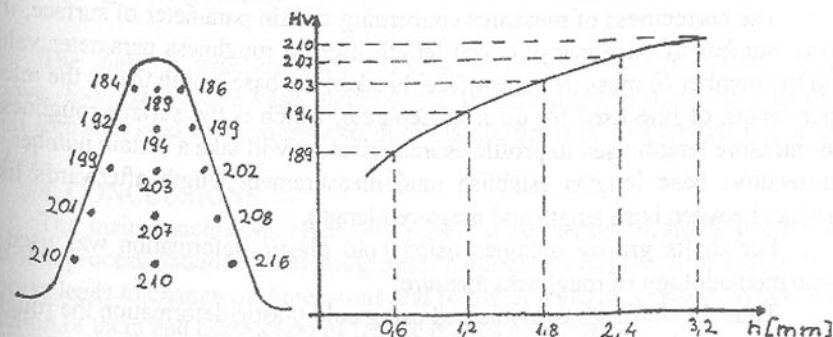


Fig. 4. Measurement hardness way of shafts groove obtained using cutting process

where: - d is the stamp diagonal, μm ; α is the top angle, $\alpha = 136^\circ \pm 0.5^\circ$

The relation (1) was replace with relation (3):

$$HV = 1854,4 \cdot \frac{P}{d^2} \quad (4)$$

For hardness measurement to shafts groove obtained using cold plastic deformation is using a same methodology.

The figure 4 presents hardness measure way for shafts groove obtained using cutting process and figure 5 presents the hardness measure way for shafts groove obtained using cold plastic deformation.

3.2 Experimental values of roughness

The roughness measurements were made using the apparatus from TCM Department -Technical University "Gh. Asachi" Iasi-Romania and observe the

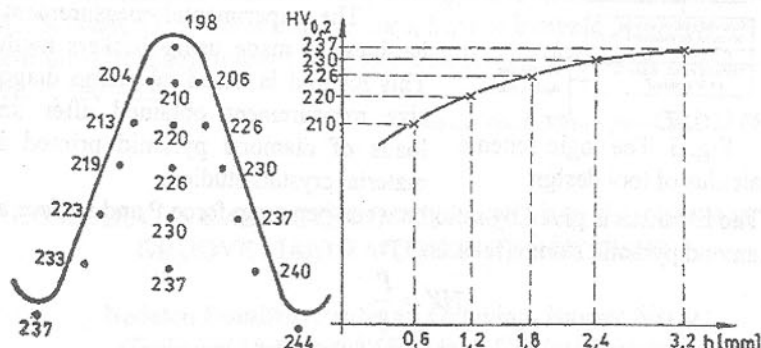


Fig. 5 Measurement hardness way of shafts groove obtained using cold plastic deformation

recommend methodology from STAS 7730/4-87.

The correctness of measures concerning certain parameter of surface, it's up to number of base measurement length used to roughness parameter value and the number of measures on surface. Is adept the base length that is the reference length of line used for disorder separate, which is the surface roughness. For measure length used to profile characterization will take a certain number of consecutive base lengths establish total measurement length afterwards like product between base length and measured length.

For shafts groove obtained using cold plastic deformation was used a same methodology of roughness measure.

Thus for shafts groove obtained using cold plastic deformation the roughness values are between $(0,5...0,8) \mu m$ and for shafts groove obtained using cutting process the roughness values are between $(3,2...6,3) \mu m$.

3.3 Experimental research studies concerning structure changes

The transversal sections of shafts groove are under the polish process and chemical attack to obtain the metallic tests. For changes structure analyze was used Carzeiss microscope with 100%, 300% and 500% increasing power.



Fig. 6. Metallic structure for shafts groove obtained using cutting process



Fig. 7. Metallic structure for shafts groove obtained using cold plastic deformation

The metallic structure tests analyzed was obtain to top groove, flank groove, foot groove and base material and thus results the main conclusions upon forms, crystal dimensions and deformation network of material (figure 6 and 7).

4. CONCLUSIONS

The main conclusions after cold plastic deformation of shafts groove is that this process obtain a better roughness, hardness values because during this process leads to change of dimensions and forms of material crystals, space orientation of them and destruction of fragile phases of crystals.

Also for cold plastic deformation of shafts groove was obtain better profile for top, flank and foot of groove.

It's interesting to point out that cold plastic deformation is cheaper process comparative with cutting process of obtaining exterior shafts groove.

References: 1. O.V. Pruteanu *Tehnologia fabricarii masinilor*, Editura didactica si pedagogica, Bucuresti 1981; 2. D. Nedelcu, *Aspecte ale formarii canelurilor exterioare prin deformare plastica la rece utilizând metoda Taguchi*, Editura Tehnica-Info, Chisinau 2000.

Статья поступила в редакцию 22.05.2001 г.

ASPECTS REGARDING THE TEXTURE OF THE SURFACE HONED WITH SUPERABRASIVES

Bardac Doru, Ranea Constantin, Paraschiv Dragos

(Univ. Politehnica Bucharest, Univ. Tehnica Gh. Asachi Iasi, Romania)

This work presents a computer simulation programme which makes evident the build up way of honing surface microrelief with diamond rods, quality, and which makes evident the possibilities to achieve superfine surfaces.

1. GENERALITIES

From researches and scientific works issued, clearly results that honing process was not in detail studied and presented, respectively the correcting process of shape aberrations, roughness, the generation way, the chip thickness and other quantitative appearances, relating to this manufacturing kind.

With a computer simulating programme we are going to make evident the interaction between diamond hon microrelief and kind of shape aberration which in practice are met at the honing cylinder bores (saddle barrel, conicity).

In order to draw up the simulating programme we thought to set down some elements in connection with the definition of formed aberrations, of thinking and approximate the grain shape and their distribution, also establishing the motion equation of diamond hon in honing process.

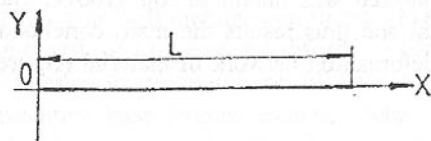


Fig. 1. (a) "rectilinear" shape

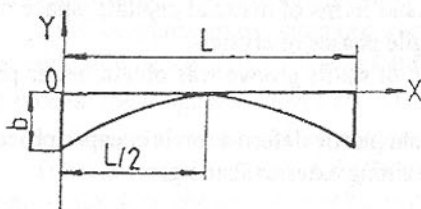


Fig. 2. (b) "saddle" shape

2. MATHEMATICAL PATTERN OF SIMULATING HONING PROCESS

2.1. The establishing of the initial surface shape.

It is thinking the following shapes: rectilinear (Fig. 1.), saddle (Fig. 2.), barrel (Fig. 3.), conicity (Fig. 4.) with the following graphic account.

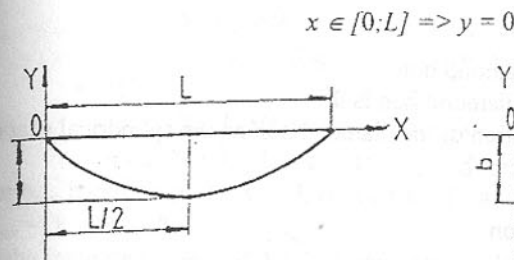


Fig. 3. (c) "barrel" shape

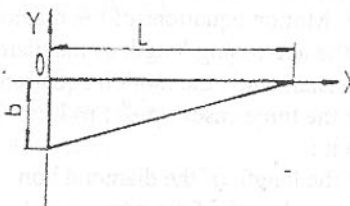


Fig. 4. (d) "conic" shape

$$x \in [0; L] \Rightarrow y = b - (b/L) \sqrt{L^2 + 3(2x - L)^2}$$

$$x \in [0; L] \Rightarrow y = (b/L) \sqrt{L^2 + 3(2x - L)^2} - 2b$$

$$x \in [0; L] \Rightarrow y = (b/L)(x - L)$$

with b = cylindrical aberration

2.2. Test of diamond grains shape

$$x \in [0; atg \epsilon] \Rightarrow y = -x/tg \epsilon$$

$$x \in [atg \epsilon; 2atg \epsilon] \Rightarrow y = x/tg \epsilon$$

$$x \in [2atg \epsilon; l] \Rightarrow y = 0$$

Existence conditions:

$$l \geq 2\sqrt{2ar - a^2}$$

$i = 1, 2, \dots, n$ n = total number of the unit grains

$$F_i = \sum_{k=1}^i l_k \quad E_i = F_i l_i$$

$$x \in [E_i; E_i + a_i \cdot tg \epsilon]$$

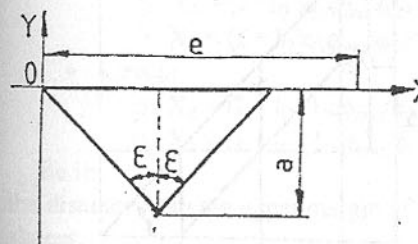


Fig. 5. Pyramidal grain

$$y = -(x - E_i)/tg \epsilon$$

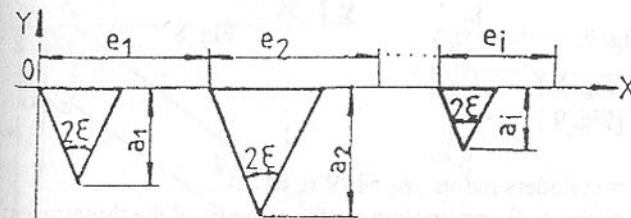


Fig. 6. Distribution of the units pyramidal grains

$$x \in [E_i + a_i \cdot tg \epsilon; E_i + 2a_i \cdot tg \epsilon] \Rightarrow y = -(x - E_i)/tg \epsilon - 2a_i$$

$$x \in [E_i + 2a_i \cdot tg \epsilon; F_i] \Rightarrow y = 0$$

Test condition : $l_i \geq 2a_i \cdot \tan \varepsilon$

2.3. Motion equations of the diamond hon

a) the accrossing length of the diamond hon is 0

We shall study the motion equation of the diamond hon on the cylindrical shape for the three cases : $p=L$; $p<L$; $p>L$

Be it :

l = the length of the diamond hon

L = the length of the part

p = pitch airscrew α = thread angle

ϕ_0 = grip hold angle of the screw for length L

ϕ_{max} = grip hold angle of the screw taking into account the hon length l

k = number of strokes : odd for the down-stroke even for the up-stroke

a₁) $p = L$; $\phi_0 = 2\pi$ [Fig. 7.]

x_A = beginning point coordinate of the diamond hon

x_B = ending point coordinate of the diamond hon

x_i = alleatory point coordinate of the hon

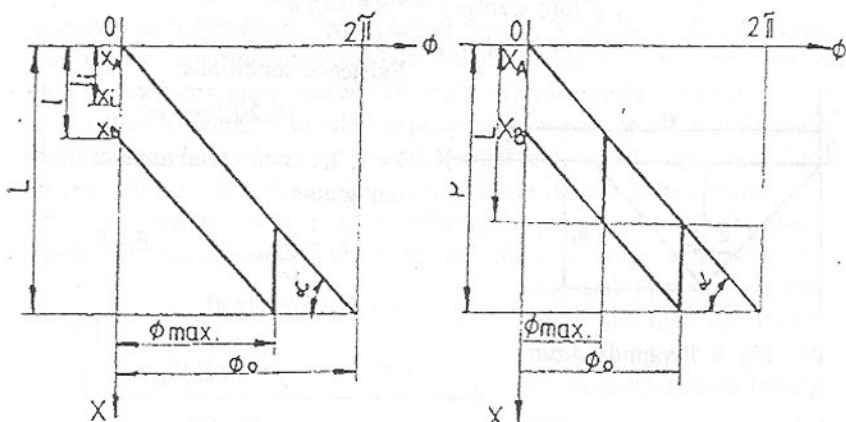


Fig. 7.

a₂) $p > L$; $\phi_0 = 2\pi$ [Fig. 8.]

a₃) $p < L$; $\phi_0 = 2\pi$ [Fig. 9.]

Used formulas:

$\tan \alpha = D / 2\pi R$, R = cylinders radius, $\phi_0 = L/R \tan \alpha$

Motion equations of the A, B and i points are the same in all the three cases:

• (A)

$$x_A = L - \phi / \phi_0 \quad (k = \text{odd number})$$

$$x_A = L - L \cdot \phi / \phi_0 - 1 \quad (k = \text{even number})$$

• (B)

$$x_B = L - \phi / \phi_0 + 1 \quad (k = \text{odd number})$$

$$x_B = L - L \cdot \phi / \phi_0 \quad (k = \text{even number})$$

• (C)

$$x_i = L \cdot \phi / \phi_0 + 1 \quad (k = \text{odd number})$$

$$x_i = L - L \cdot \phi / \phi_0 - 1 + 1 \quad (k = \text{even number})$$

For ϕ_{max} it can be used : $x_B = L$ or $x_A = L - 1$, as a result:

$$\phi_{max} = (L - 1) \phi_0 / L$$

b) the increased length of the diamond hon is l Relationships:

$$\phi_0 = (L + l_0) / R \tan \alpha ;$$

$$\phi_{max} = - \phi_0 (L + l_0 - 1) / (L + l_0)$$

Be it:

m = the ordinal number for the intersection of the trajectory with the preestablished generating.

Ω = pass number of the diamond hon to obtain the ordinal "m" intersection.

and be it: $[\Omega] =$ the integer of the q , $q = \Omega - [\Omega]$

If: $q = 0 \Rightarrow k = [\Omega]$

with k = the integer part number of the diamond hon the ordinal "m" intersection.

The co-ordinates of A and points will be:

• k odd:

$$x_A = (L + l_0) q (\phi_{max} / \phi_0) - l_0$$

$$x_B = (L + l_0) q (\phi_{max} / \phi_0) + l_0$$

• k even:

$$x_A = (L + l_0) (1 - q \phi_{max} / \phi_0) - (l_0 + l_0)$$

$$x_B = (L + l_0) (1 - q \phi_{max} / \phi_0) - l_0$$

Be it:

l_2 = the distance from the upper margin of the item for, it calculated the roughness,

l_{ref} = the reference distance used in STAS for calculate the roughness.

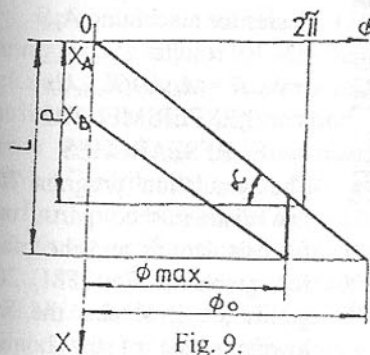


Fig. 9.

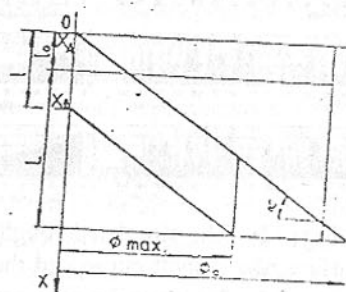


Fig. 10.

One makes a choice "m" for : $x_A < l_2 < x_B$,
one calculates $l_3 = l_2 = x_A$.
Be it: w = the grain pitch or the unit grain pitch

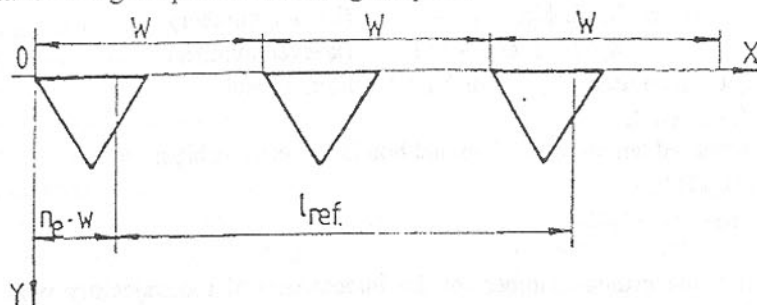


Fig. 11.

it results:

$$n_1 = l_3 / w$$

$$n_2 = n_1 - [n_1]$$

The grain profile will be introduced in the matrixer for calculate the roughness of the l_{ref} area.

The program can calculate:

$$R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i$$

$$R_z = 1/5(Y_{max1} + Y_{max3} + \dots + Y_{max9} - Y_{max2} - \dots - Y_{max10}),$$

and it stops when it finds the asked roughness R

Be it:

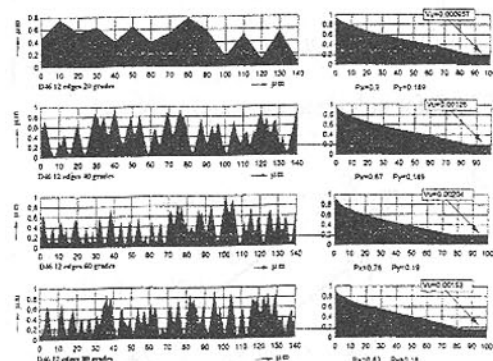


Fig. 12. The simulated roughness of the surface, the Abbott curve and the V_u for the D46 (FM 200) superabrasive grits with different inclination angles

A_{tot} = the total allowance

K_{max} = the total number of passes to obtain the R_a

N = the total number of passes for machining A_{tot}

it results:

$$N = (A_{tot}/a)(K_{max}/2)$$

3. EXPERIMENTAL RESEARCHES

The simulation program has two distinguished parts, one for calculations and the other for graphics. For FM 200 grains use it obtains the following shape of the honing

area (Fig. 12.), before and after honing process.

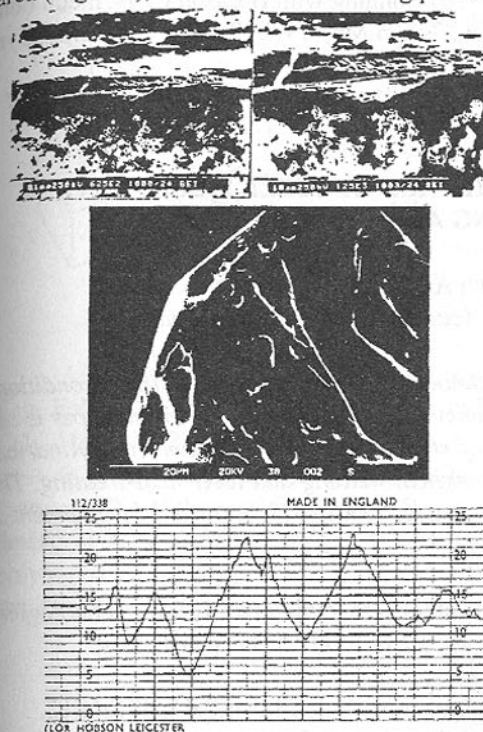


Fig. 13.

4. CONCLUSIONS

After the input data (the type of profile, the surface, length, the cylinder shape aberration, the cylinder bore radius, the helix angle, the grain shape, the diamond hon length, the place where the roughness is calculated, the grain penetration, the working length for roughness calculation, the process addition) for the grain shape from Fig. 12. it resulted the diagram which shows the calculated surface roughness, types of chips section at honing and passing member for a known processing addition.

Sections of splinters are put into evidence (Fig. 13.) which generate surfaces with large roughness but they have the advantage regarding the volumetric efficiency and the splinter quantity increased in

comparison with the spherical grains.

The conclusion is drawn that there is the need of use for these types of grains for different degreasing honing procedures.

References: 1. Bardac D. (1992) Aspects with respect to build up of honing surface microrelief with Superabrasives, *The annual symposium of ISM. Bucharest - Romanian Academy* pp 219-224. 2. Bardac D. (1994) Theoretical contributions on surface generation by honing with superabrasives CNS Conference Proceedings (in Romanian), Bucharest, pp 191-200. 3. Bardac D. (1996). Contributions on the quality and precision improvement by superfinishing processes of the shafts utilized in the aircraft reactive engines. Ph D. thesis (in Romanian). University POLITEHNICA Bucharest. 4. Clayton, F.G. (1988). Physical properties of superabrasives, *Ceramic Bulletin*, Vol 67, No. 6. 5. Dorin A., Marinescu I.D. (1981) The establishment of Technological cutting capacity of the Diamond Wheels in the Plane Grinding. *Annals of*

A RECONDITIONING METHOD OF STEEL PIECES WITH CLASSICAL WELDING AND LASER TECHNOLOGY

Petrescu A., Vertan H.P.

(Military Technical Academy, Bucharest, Romania)

The appearance of the modern technologies has not eliminated the reconditioning process, thanks to their efficiency and saving materials. In the paper is described a reconditioning method of steel pieces with the planes or cylindrical surfaces, using cheap materials, classical welding and laser heat-treating. The resources and energy limitation are leaded to diversification and development of reconditioning technology.

The process proposed by the authors are joining two known technologies;

- Classical welding with electric arc or weld on cheap materials;
- Laser heat treating to the new surfaces;

The pieces to reconditioning are on steel such 18MnCr11, 40CrNi12.

Before the steel addition welding, is necessary to prepare the surfaces. Generally, wear, rust, and paint affect the surfaces, greasy substance traces, which could modify the coating properties and provoke pitting, nonmetallic inclusions or exfoliation. Therefore, the piece surfaces must be prepared like every surface that will be weld.

As concerns the great area surfaces, the welding require pre-heating (with burner for small series on in furnace for bigger series).

The problems that must be solve for the propose method are the same for the steel plating technology. This is advisable that the steel layer, in this point of view, to be obtain through melting the loading bands under the electric arc influence, what is turn up between piece and band or

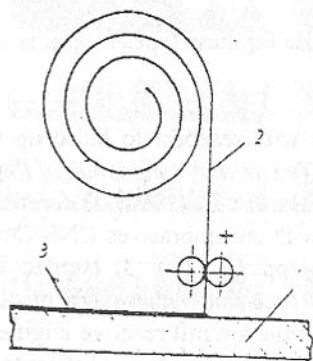


Fig. 1.

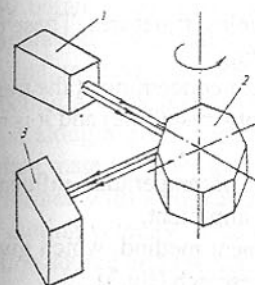


Fig. 2.

under the soldering flux when is using the automating welding flux machine (fig.1:1- piece, 2 - welding band, 3 - steel plating).

This technology is recommended because the surface that is obtaining, is cleaning and in this case is not necessary others remaking. However, for small series is recommended the electric arc welding.

The loading with attachment is not makes with the expensive materials. It is makes with usually materials what are cheaper that the re-building piece.

After this steel plating at the proper dimensions and at the even metal cutting. Following the heat treatment with high power Laser (System GT 1200, CO₂-He-Ne, P = 1200 W, λ = 10,6 μm).

It is very important in this operation, the irradiation time, the focusing (very small) and the retaining device. For cylindrical pieces it is using spiral feet device of laser beam on surface and for plan surfaces it is using a revolving polyhedral mirror device (fig.2:1 - Laser system, 2 - revolving polyhedral mirror, 3 - piece).

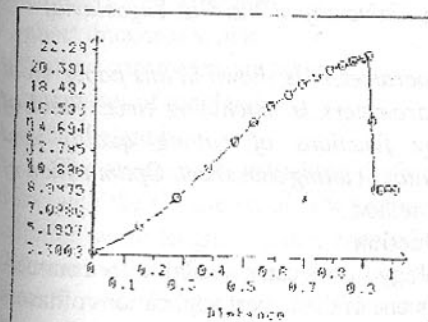
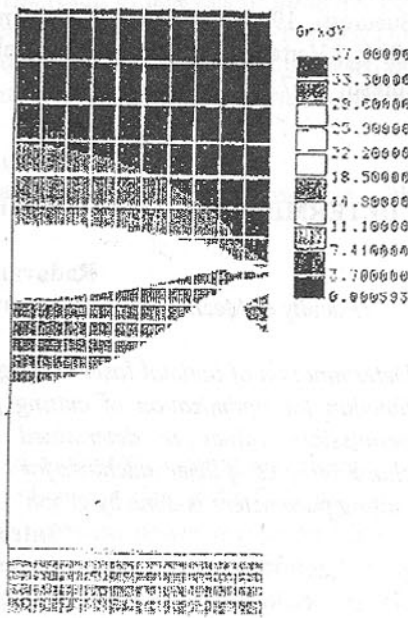


Fig. 3.



The surface hardness is very large at these obtaining structures. These of fer resistance at the wear even there is the friction heating.

The heat transfer with a large temperature gradient concerning at the train- ing a quasi-amorphous or martensite with density (cryptocrystalline) and it is not necessary other heat treatment.

As part of the effectuated researches, the studies of temperature influence in application zone of proposed technology were very important.

For the studies, we have utilized the finite element method, which given supplementary indications for efficiency solutions of research (fig.3).

CONCLUSIONS

By applying the reconditioning technology, we have obtained satisfactory results that give us many hopes for more conclusive experimental results.

The approached theme is considered to be stringent useful, allowing to obtain important benefits in several industrial branches such as defense and machine building.

References: 1. Golubev, V.S., Lebedev, F.V., Injenernie osnovi sozdania tehnologhiceskih Iazero, Vissai Skola, Moskva, 1988; 2. Echim, I. s.a., Tehnologii pentru sudarea prin topire a otelurilor, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1974; 3. Popescu, N., Gheorghe, C., Tratamente termice neconventionale, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1990; 4. Vertan, H.P., Stiinta materialelor, Ed. Contera, Bucuresti, 1994; 5. Vertan, H.P., Stiinta materialelor, Ed. Academiei Tehnice Militare, Bucuresti, 1997.

Статья поступила в редакцию 28.05.2001 г.

DETERMINATION OF OPTIMAL LASER CUTTING PARAMETERS

Radovanovic R. M.

(Faculty of Mechanical Engineering, University of Nis, Nis, Yugoslavia)

Determination of optimal laser cutting parameters is shown in this paper. Goal function for optimization of cutting parameters is machining time. Field of permissible values is determined by functions of cutting quality and characteristics of laser machines for contour cutting thin sheet. Optimization of cutting parameters is done by graphics method.

Introduction

Laser technology is a new technology that became available for commercial applications in 1970. Laser cutting is one of the largest applications of lasers in metal working industry. It is based on the precise sheets cutting by focused laser beam. Laser cutting is based on applying a highly concentrated light en-

ergy obtained by laser radiation that is used for metal cutting by melting or evaporation. Laser cutting processes make heat action fully effective (namely, heating, melting, evaporation), that is those that are produced by the laser beam affecting a work piece surface. A desired cut is obtained by moving the laser beam along a given contour. Since our desire is to remove the evaporated and molten material from the affected zone as soon as possible, the laser cutting is performed with a coaxial current of the process gas. The gas blowing increases the cutting velocity for as much as 40%. By combining the laser as the light radiation source and the machine providing motion, in addition to the applied numerically controlled system, it is possible to provide for a continual sheet cutting along the predetermined contour. Technological problems faced in the field of laser machines' application to contour sheet cutting lie in insufficient knowledge of the laser technique in addition to the absence of both sufficiently reliable practical data and knowledge about the parameters affecting the forming process itself. One consequence of this is the fact that laser machines are not as much used as they should be regarding the possibilities they offer. For rationally application of laser machine it is necessary to optimize laser cutting process. Laser cutting optimization, mathematically observing, is definition a goal function extreme value. First step in optimization of the cutting process is definition of mathematical model given as functional dependence of measured value on parameters gated on design of experiment. The result of analysis of influence parameters on cut edge quality are very often given by mathematical models. Determination of optimal parameters start after definition a goal function based on mathematical model. As result of optimization process we can determine the optimal cutting parameters.

Determination of influence factors

From all influence factors on cut edge quality it is experimenting with three factors:

- laser power P_L , kW
- cutting speed v , m/min
- sheet thickness s , mm.

For output parameters are taken:

- parameter of roughness R_z
- dross height h_s .

The experiments have been performed on the CO₂-laser sheet cutting machine with the CNC control. The technical characteristics of the CO₂-laser are: radiation wave length 10,6μm, zone of the continual power regulation 0,2-1,3 kW, continual work regime, beam divergence less than 4 mrad, beam diameter 22 mm, mode TEM₀₀, circular polarization. The focusing system lens is of 28 mm in diameter and of focal distance 125 mm. The nozzle con opening is 1,6 mm. The material used for examination is low carbon steel Ust 13/Werkst. No

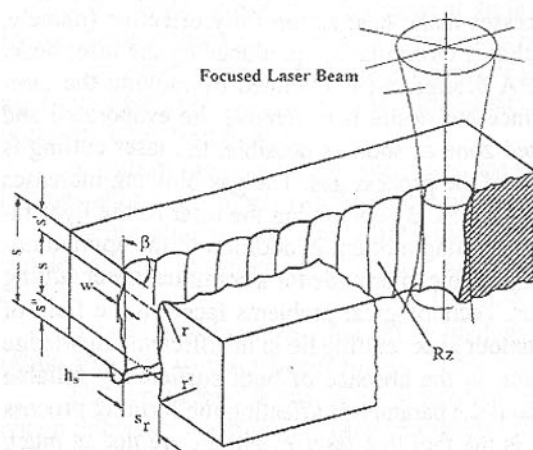


Fig. 1. Laser cutting

cutting is definition with equation:

$$t_g = \frac{L}{v} \quad (3)$$

where are: L -cutting length, v -cutting speed.
Mathematical optimization model form:

• goal function:

$$F_{cmax} = v \quad (4)$$

• limitation functions:

$$R_z = C_1 P_L^{p_1} v^{p_2} s^{p_3} \quad (5)$$

$$h_s = C_2 P_L^{q_1} v^{q_2} s^{q_3} \quad (6)$$

$$P_L \geq P_{Lmin} \quad (7)$$

$$P_L \geq P_{Lmin} \quad (8)$$

$$v \geq v_{min} \quad (9)$$

$$v \geq v_{min} \quad (10)$$

Example for laser cutting low carbon steel Ust 13 tickness $s=3\text{mm}$ with parameter of roughness $R_{zd} \leq 25\mu\text{m}$ and dross height $h_{sd} \leq 0,2\text{mm}$ give mathematical model in form:

• goal function:

$$F_{cmax} = v \quad (11)$$

• limitation functions:

$$P_L^{-0,528} v^{-0,322} \leq 0,155 \quad (12)$$

1,0333.5 (DIN). The work process is carried out by the oxygen process of 98% in purity.

Regression equation for parameter of roughness R_z and dross height h_s are:

$$R_z = 12,528 \cdot \frac{s^{0,542}}{P_L^{0,528} \cdot v^{0,322}} \quad (1)$$

$$h_s = 0,005 \cdot \frac{v^{1,687} s^{1,530}}{P_L^{1,311}} \quad (2)$$

Determination of optimization model

For goal function is taken machining time. Machining time by laser

$$P_L^{-1,311} v^{1,687} \leq 17,705 \quad (13)$$

$$P_L \geq 0,2 \quad (14)$$

$$P_L \leq 1,3 \quad (15)$$

$$v \geq 0,1 \quad (16)$$

$$v \leq v_{min} \quad (17)$$

Logarithming and taken designations:

$$x_1 = \ln(10P_L) \quad (18)$$

and

$$x_2 = \ln(10v) \quad (19)$$

we have an linear mathematical model:

• goal function:

$$F'_{cmax} = x_2 \quad (20)$$

• limitation functions:

$$(a) -0,528x_1 - 0,322x_2 \leq -1,864 \quad (21)$$

$$(b) -1,311x_1 + 1,687x_2 \leq 2,874 \quad (22)$$

$$(c) x_1 \geq 0,693 \quad (23)$$

$$(d) x_1 \leq 2,565 \quad (24)$$

$$(e) x_2 \geq 0 \quad (25)$$

$$(f) x_2 \leq 3,689 \quad (26)$$

Optimization cutting parameters

For optimization cutting parameters applied a graphic method.

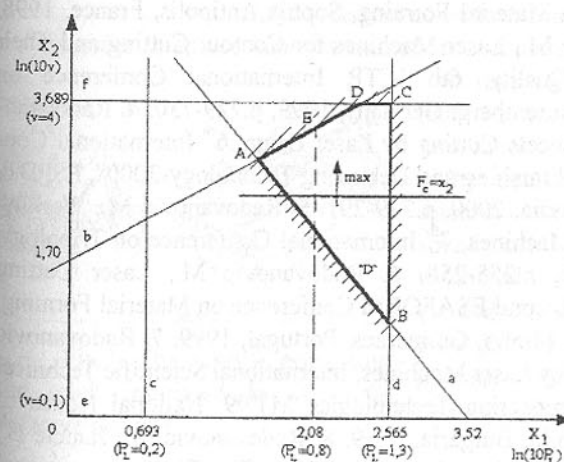


Fig. 2. Graphic method optimization of laser cutting parameters

Drawing a limitation functions in coordinate system Ox_1x_2 is given a field "D" of possible solutions, fig. 2.

As a goal function is $F'_{cmin} = x_2$ is possible more optimums. All points on section of a straight line CD are optimal solutions.

Points C and D have coordinate:

$$C(x_1=2,565; x_2=3,689)$$

$$D(x_1=2,558; x_2=3,689)$$

Decoding, we have:

$$C(P_L=1,30\text{kW}; v=4\text{m/min})$$

$$D(P_L=1,29\text{kW}; v=4\text{m/min})$$

It is evident that optimal parameters of laser cutting are:

$$P_{Lo}=1,3\text{kW} \quad i \quad v_o=4\text{m/min}$$

Conclusions

Optimization of laser cutting parameters is performed in accordance with machining time and the cut quality indicators. Optimization process with machining time as like goal function results with optimal values of cutting parameters. Field of permissible values is determined by functions of cutting quality and characteristics of laser machines for contour cutting thin sheet. Regressions equations of surface roughness and dross height in function of laser power, cutting speed and sheet thickness was determined by multi-factor plan of experiment. For optimization cutting parameters applied a graphic method. Graphic method is simple way to determine optimal values. Drawing a limitation functions in coordinate system Ox_1x_2 is given a field "D" of possible solutions. As a goal function is possible more optimums.

References: 1. Radovanovic, M., Automatic Design of Laser Technology, Ph. dissertation, Mechanical Engineering Faculty, Nis, Yugoslavia, 1995. 2. Radovanovic M., Research the Quality of the Cut by Laser Cutting, First ESAFORM Conference on Material Forming, Sophia Antipolis, France, 1998, p.247-250. 3. Radovanovic M., Laser Machines for Contour Cutting and Their Influence on Working Quality, 6th ICTP, International Conference on Technology of Plasticity, Nuremberg, Germany, 1999, p.729-730. 4. Radovanovic M., Dasic P., Precise Sheets Cutting by Laser Beam, 6th International Conference "Precision Surface Finishing and Deburring Technology-2000", PSFDT-2000, Saint Petersburg, Russia, 2000, p.279-291. 5. Radovanovic M., Working Quality by Laser Cutting Machines, 7th International Conference on Tribology, Budapest, Hungary, 2000, p.255-258. 6. Radovanovic M., Laser Cutting Parameters Optimization, Second ESAFORM Conference on Material Forming, Proceedings, University of Minho, Guimaraes, Portugal, 1999. 7. Radovanovic M., Precise Sheets Cutting by Laser Machines, International Scientific Technical Congress, Mechanical Engineering Technologies MT'99, National House of Science and Technique, Sofia, Bulgaria, 1999. 8. Radovanovic M., Rancic B., Contour Cutting of Sheet Metal by Laser Machines, The Third International Conference HEAVY MACHINERY HM'99, Kraljevo, Yugoslavia, 1999, p.3.47-3.53. 9. Radovanovic M., Comparison of Cutting by CO₂ Laser and Abrasive Water Jet, 4th International Conference on Accomplishments of

Electrical and Mechanical Industries DEMI 20001, Banja Luka, Bosnia&Hercegovina, 2001, p.194-199. 10. Radovanovic M., Application of Lasers in Manufacturing, 4th International Conference on Accomplishments of Electrical and Mechanical Industries DEMI 20001, Banja Luka, Bosnia&Hercegovina, 2001, p.169-174

Статья поступила в редакцию 05.05.2001 г.

CONSIDERATIONS UPON SHAPE PRECISION AT SUPERFINISHING ON TOROIDAL SURFACES

Sârbu I., Pruteanu O., Antohe Cr. (TU "Gh. Asachi", Iassy, Romania)

Some theoretical and experimental results obtained concerning the influence of the process parameters, upon the circular shape errors at superfinishing the interior rings of the radial ball bearings, are presented in the paper.

1. Introduction

Superfinishing is widely applied as final operation in processing both internal and external surfaces, plane surfaces or bearing races, when rigorous conditions are imposed for the surface quality and for the manufacturing precision. At superfinishing, the cutting speed value can be computed by geometrically summing the value of the worked piece's speed and the value of the tool's speed. So, the cutting speed can be increased by using a greater speed for the worked piece, for the abrasive bar or for both of them.

2. Theoretical considerations

In order to an accurate determination of the elementary volume of material removed by a single abrasive

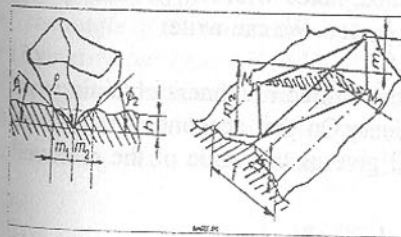


Fig.1. The scheme presenting the track imprinted by a single abrasive particle

particle, it was assumed that the mentioned volume is located into a plane that is perpendicular on the direction of the tangent to cutting speed vector, and it encloses with the machined surface the angles noted with ϕ_1 and ϕ_2 . (see figure 1). The cutting trace are looking like two joined pyramids (see figure 1), the next relation could be written:

$$V = \frac{T}{3} (l_1 + l_2) \quad (1)$$

where: V is the average volume of material removed by abrasive particles located on a surface; T is the cutting trace surface measured on a direction as

like the cutting speed vector m_1 and m_2 are the heights of the two pyramids.

From figure 1, it can be demonstrated that:

$m_1 = h/\tan\phi_1$ and $m_2 = h/\tan\phi_2$ so the volume of the material removed by a single abrasive particle is:

$$V_{tot} = \frac{dh^3}{6R_z \cos\alpha} \left(\frac{1}{\tan\phi_1} + \frac{1}{\tan\phi_2} \right) \quad (2)$$

Analyzing the graphic representation of the roughness, after first 3-4 seconds of abrasion process, the longitudinal roughness knows major modifications and, for this, a more correct relation is:

$$V_{tot} = \sum_{i=1}^n \frac{d_i h^3}{6R_z} \left(\frac{1}{\tan\phi_1} + \frac{1}{\tan\phi_2} \right) \quad (3)$$

where: d_m is the average value of the bases of irregularities along the cutting speed direction. In conformity with [1], by analogy with the grinding process, the overfinishing process could be approached by two different points of view:

a) statically

b) dynamical.

The number of cutting edge (MT) located into a transversal section made at the depth h , will be divided at a specific referential length L_R . Therefore, the statically number MT will be given by a relation like:

$$N_{MT,ST} = \frac{i \sum_{i=1}^N MT_i}{L} \quad (4)$$

It was practically observed that from all the number of statically cutting edges, only a percent are effectively cut the material. For that reason, the dynamic number of cutting edges was defined, noted with $N_{MT,DN}$ [mm^{-1}]; this one will be divided by the referential length L_R , too. We can write:

$$N_{MT,DN} < N_{MT,ST} \quad (5)$$

and this has distinct implications for both the desired roughness obtaining and the improving of the cutting process efficiency. On that account of the above mentioned statements, the relation that will give us the value of the removed material will be:

$$V_{tot} = N_{MT,DN} \frac{d_{im} g_{med}^3}{6R_z} \left(\frac{1}{\tan\phi_1} + \frac{1}{\tan\phi_2} \right) \quad (6)$$

$$V_{tot} = \sum_{i=1}^n \frac{d_i h^3}{6R_z} \left(\frac{1}{\tan\phi_1} + \frac{1}{\tan\phi_2} \right) \quad (7)$$

where: d_m , h_m , ϕ_{1m} and ϕ_{2m} are the average values of the parameters presented in this paper.

3. Experimental conditions and results

Experimental researches concerning the influence of the process parameters upon the shape errors of the bearing races, at superfinishing applied to the radial ball bearings, were developed.

The experimental conditions were:

The machine-tool was SCM 01-93, realized by the main author of this paper, in the Department of Machine Manufacturing Technologies from the Technical University "Gh. Asachi", Iasi.

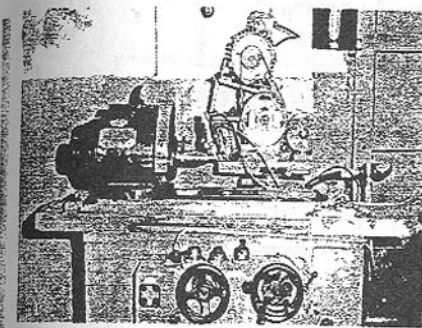


Fig.2. Machine-tool SCM01-93

- working pressure $p = 0.2 \text{ MPa}$;
- the number of rotation per minutes for the bearing ring: $n_p = 2720 \text{ rot/min}$;
- oscillatory frequency: $n_{osc} = 260 \text{ min}^{-1}$;
- processing duration: $t = 15 \text{ s}$;
- the angle of the oscillatory motion for the abrasive bar: $\alpha = 20^\circ$;
- abrasive bar type: EK 11200-07-100 VLO4S.

There were graphical represented the variations for the values of a coefficient $\Delta AFPC_{cdr}$, named by the author "evaluation coefficient", describing the errors of the bearing race's circular shape by the calculus formula (8) where:

$$\Delta AFPC_{cdr} = \frac{AFPC_I}{AFPC_F} \quad (8)$$

- $AFPC_I$ is the value for the circular shape errors of the bearing ring's race, before superfinishing;
- $AFPC_F$ is the value for the circular shape errors of the bearing ring's race, after superfinishing;

This approach was considered to be more significant in developing re-

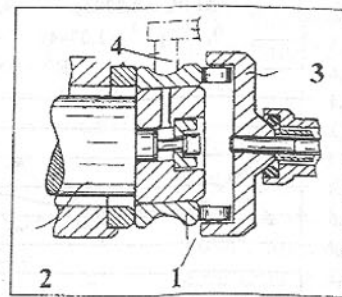


Fig.3. The principle scheme of the machine. 1-the bearing ring; 2-driving shaft; 3-supporting fork; 4-abrasive bar

searches concerning the influence of different process parameters upon the circular shape of the bearing race. The interpretation of the graphical representations is relatively simple, as a bigger value for the right above mentioned coefficient indicates an improvement of the process efficiency, meaning a decrease of the shape errors, $\Delta AFPC_{cdr}$ in our situation.

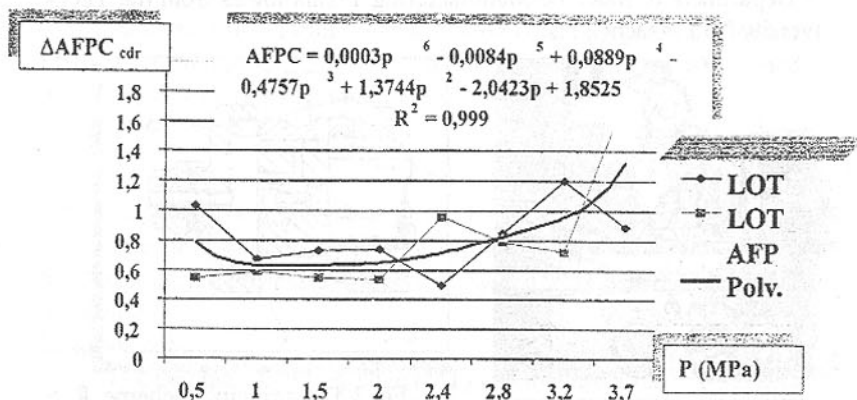


Fig. 4. Influence of the working pressure p upon the values $\Delta AFPC_{cdr}$

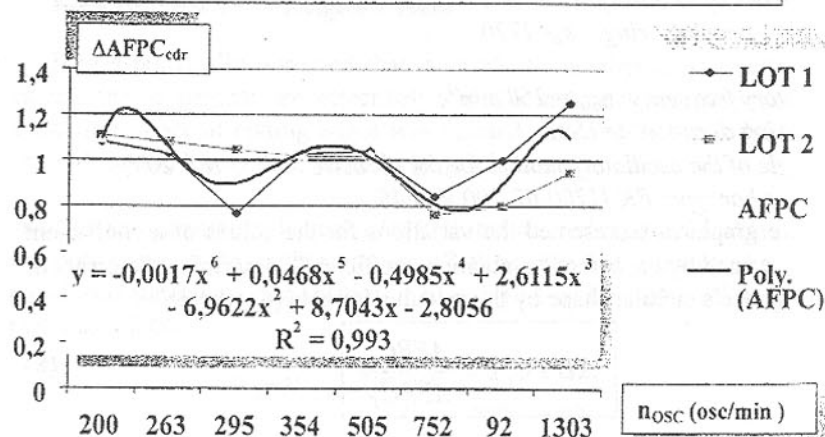


Fig. 5. Influence of the oscillatory frequency n_{osc} upon the values $\Delta AFPC_{cdr}$

4. Conclusions

As it can be observed in the graphical representation from figure 4, for the specified working conditions, a decreasing of the shape errors $AFPC_{cdr}$ can be also obtained by increasing the working pressure, but this influence is relatively small, as it is shown by the values $\Delta AFPC_{cdr}$, which are smaller than 1.

There must be remarked that, in our situation, the maximum values for the evaluation coefficient $\Delta AFPC_{cdr}$ are between 1.1 and 1.3, so the influence of the

oscillatory frequency upon this parameter are relatively insignificant.

In figure 6, the influence of the processing duration upon $\Delta AFPC_{cdr}$ is shown, the graphical representation indicating an improvement of the values $AFPC_{cdr}$ after 16÷18 s, when $\Delta AFPC_{cdr}$ takes the value 1.2

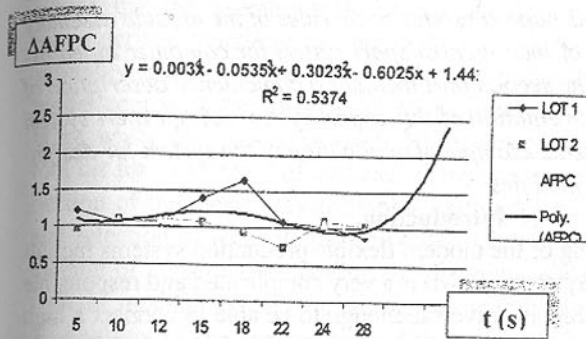


Fig. 6. Influence of the processing duration t upon the values $\Delta AFPC_{cdr}$

÷1.3.

It is very important to pay attention to the fact that choosing in a wrong way the process parameters' values may have undesired effects, in the sense of increasing the values of the shape errors $AFPC_{cdr}$.

References: 1. Sârbu, I. – Research on superfinishing bearing races. Ph.D. thesis, Iassy, Romania, 1999. 2. Taniguchi, N. - Current Status and Future Trends of Ultraprecision Machining and Ultrafine Material Processing. Annals of the CIRP, vol. 32/1/1983. 3. Akamatsu, K. Development of One-by-one Polishing Machine with Soft Chucking Capable of Automatic Loading, Int. Journ. Japan Soc. Prec. Eng., Vol. 27, Nr.2, (June 1993). 4. Opitz H., Derenthal R. - Geräte zur Superfinish-Bearbeitung Fachberichte für Oberflächentechnik, 10(1972), 2, p. 49-51. 5. Paraschiv Dr., Sârbu I. (1994) The Machine Tools for Superfinishing by Vibropolishing. Internationales DAAAM Symposium, Maribor-Slovenia. 6. Sârbu I., Prutcanu O.V.(1994). Researches Regarding the Computer-Aided Research for the functional Factors of the Electromagnetic Vibropolishing Device. Internationales DAAAM Symposium, Maribor-Slovenia

Статья поступила в редакцию 29.05.2001 г.

INTELLIGENT INTEGRATED CAD SYSTEM OF THE FLEXIBLE ASSEMBLY MODULES

Setlak G.

(Rzeszow University of Technology Department of Computer Science,
Rzeszow, Poland)

This paper describes the integrated design support method for flexible assembly systems. The first part of this paper presents basic rules of the module assembly technologies and a project of intelligent support system for computer aided assembly process planning. The second part includes a coincidence description of the chosen aspects of implementation of this expert system using expert system shell PC-Shell 2.2 and presents example of application of the system for designing of the flexible assembly modules.

1. Introduction.

The design engineering of the modern flexible production systems including the Flexible Assembly Systems (ESM) is a very complicated and responsible task. It assumed, that the ESM is universal enough to be able to connect a high production capacity with the small quantities of production lots and short cycle time. It should ensure a production under the conditions of dynamical and sudden changes of the product range, the planed fixed dates for order realization and also the possibility of fast introducing of product design change into production [1, 2]. According to the opinions of many assembling specialists the module assembly engineering is the fundamental and most promising direction of the development of the modern assembly technology [4, 6]. The module technology is based on rules of the group production technology, which dominated in last dozen or so years, it improves and develops it [6]. In addition, the module assembly technology enables a production adjusting according to market requirements, an easy adjusting of the assembly system to every change of the product design, adding new engineering assembly modules. The planning of the flexible assembly modules in accordance with the modular engineering is the all-important problem at the centers for research and science as well as in design offices of the leading production companies in the last years.

This paper presents the problems connected with the using of possibilities of the expert system of the Computer Aided Assembly Process Planning [5] for aiding of the module assembly technology planning. The CAAPP was developed in order to support the decision making in the designing and functioning of the flexible assembly systems. It is a hybrid expert system, a knowledge base, comprising dozen or so models analytic as well as simulation types necessary for a complex solving of the above presented problems. In order to fulfil the identification and classification tasks for product, parts and assembly unit

groups, additional program modules are used, which include artificial neural networks.

2. The basic rules of the modules assembly technologies.

The module assembling engineering consists in presenting of the production process as a set of technological modules. The technological module is considered as a structurally closed part of the processing, which conforms to the functionality, integrity and universality requirements. The module assembly means, that the assembly system has a modular structure and each module realizes a defined function or a limited function range, which are parts of a general assembly process. According to the definition [6] a technological assembly model composes "an integral set of the main and auxiliary activities of assembling, which are realized in a defined sequence at one station and uses a defined tool set for connecting of surfaces, parts, subassemblies, assemblies". The connection of the elementary technological modules lies in a proper development and selection of technological modules. Each of them realizes a proper design module of construction. During the planning of the flexible assembly systems with the modular assembly engineering the following stages can be selected [6]:

- ◆ Analysis of the construction of the assembled product and the assembling technologies.
- ◆ Identification and classification of objects into groups and subgroups of the processed parts and (technological similar) assembly sets. The working out of a typical flow chart (based on common assembly sequences, similar to the manipulation activities, duration, etc.).
- ◆ Separation of autonomic, integrated assembly activities from the flow charts, then assembling the separated assembly units into groups depending on equipment with instrumentation to carry out these operations.
- ◆ Planing of structures and functions of the constructional modules.
- ◆ Preliminary planning of elementary technological modules.
- ◆ Assembling of the elementary modules and selection of proper, possible variants of the technological and constructional modules.
- ◆ Optimization of the technological module structure and the structure of the constructional module realized.
- ◆ Classification of the elementary technological assembly modules.
- ◆ Final planning of the technological assembly modules, the modular technological complexes and of the corresponding constructional modules.

The analysis of the construction of the assembled product concerns first off all the analysis of a producibility for the product construction, which is in the present generally made using the DFA methodology (Design For Assembly). The analysis of the producibility for a construction must be carried out in order to simplify the product constructions, reducing the part forms and subassemblies number. The questions concerning the producibility of product constructions as-

sembled automatically were investigated among other in [1,2]. In these works the fundamental quality and quantity characteristics for producibility of product constructions for automatically assembling are presented (these are such features, as: interchangeability, regulation possibility, easy controlling and tool accessibility etc.). Planning products for assembly using the modular technology the constructional product modularization principle is to be kept. That means, that by planning of units, subassemblies and parts following steps must be taken:

- ◆ Identification, separation of parts and basic surfaces;
- ◆ Use of typical assembly diagrams and methods;
- ◆ Aspiration to adjust a new product to such a construction, that the existing constructional modules and technological modules can be used.

By working out the expert system for modular assembly aiding system planning the necessity of integration of the constructional planning process with the processing planning was taken into consideration in order to utilize better the existing production equipment and eventually expansion or modernizing of it.

3. Conception structure of expert system for support of the flexible assembly modules design.

For aiding of the modular assembly technologies and to solve the problems of classification and identification of products groups, parts and units, the program modules have been developed, which complete the expert system CAAPP. These are the program module KLASGRUP and the module PKTMT. The program module KLASGRUP includes all procedures, which are necessary to carry out the constructional analysis of the planned or modernized product, and procedures to group and classify the processed parts and (technological similar) assembly units of the mounted parts in order to separate and work out the constructional modules. The module PKTMT contains procedures for classification and grouping of the technological assembly modules. The details of the working out and structure of the expert system CAAPP, which technologically aids the assembly production preparation, are shown in the work [5]. The system application was made in the shell system environment PC-Shell 2.2, which is the base of the integrated program artificial intelligence pack SPHINKS of the company AITECH [3]. The PC-Shell 2.2 system integrates the expert systems shell using blackboard architecture elements and the simulator of the neural network. It assures the knowledge representation as declarative expressed rules, facts and distributing knowledge in the neural network. The expert knowledge can contain in some knowledge sources. This system enables procedural knowledge representation too. The knowledge representation language SPHINX is a mean for building intelligent applications. It is the way of integration of particular artificial intelligence systems.

The PC-Shell 2.2 [3] system makes possible an integration of the declarative knowledge representation with procedural knowledge representation lan-

guage, which enables programming of the system activity. The program in the PC-Shell system consists of instruction set included in the control block. The subset of language instruction enables the integration of neural network and the expert system.

The realization of application in the PC-Shell system is following:

- ◆ Creating by the NEURONIX subsystem one or some neural application.
- ◆ Elaborating knowledge base in form of knowledge sources.
- ◆ Integration of the elaborated knowledge sources on the level of knowledge representation language.

A conception model of the expert system for aiding of the flexible assembly module planning is shown in the Figure 1.

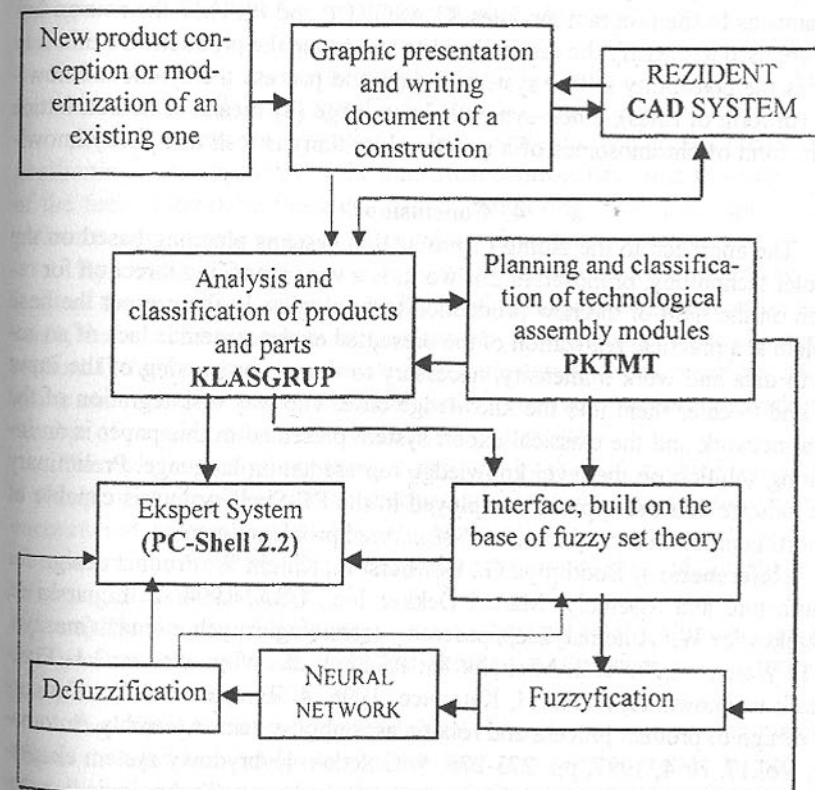


Fig.1. Conception model of a hybrid expert system for design of the flexible assembly modules

To realize and test the program modules form aiding of the planning of the flexible assembly systems using the modular assembly engineering the knowledge base must be completed with following data:

- ◆ typical constructions;
- ◆ constructional features of the product parts;
- ◆ typical assembling flow charts and assembly methods;
- ◆ machinery data, technical equipment of the production system data,
- ◆ production costs for representatives of products from technologically similar groups.

In form of algorithms the constructional product analysis methods and assembly technology are formalized. Two additional modules have expanded the expert system CAAPP; in addition a user interface has been introduced, which enables a presentation of a quality, verbal information in form of referring to an adequate primary fuzzy sets. It enables an use of fuzzy (approximate) conclusion mechanisms. In the program modules KLASGRUP and PKTMT the neuron lattices are used to classify the assembly parts and group the products. On this way there is the possibility at this system to gain and process the symbolic knowledge (in form of rules), a non-symbolic knowledge (by means of neuron lattice and in form of chromosomes of a genetic algorithm) as well as a fuzzy knowledge.

4. Conclusions.

The approach to the aiding of production systems planning based on the modular technology, proposed in this work, is a very promising direction for research on the field of the new production technologies. In the present the base problem at a practical realization of the presented expert system is lack of an access to data and work immensity, necessary to the pre-processing of the input data and to enter them into the knowledge base. The way of integration of the neural network and the classical expert system presented in this paper is an interesting solution on the level knowledge representation language. Preliminary tests indicate that the approach employed in the PC-Shell system is capable of supporting problem formulation in ill-structured problem domains.

References: 1. Boothroyd G., Dewhurst P., Knight W. Product design for manufacture and assembly, Marcel Dekker Inc., USA, 1994. 2. Łunarski J., Szabajkiewicz W.: Automatyzacja procesów technologicznych montażu maszyn, WNT, Warszawa, 1993r. 3. Michalik K.: PS-Shell dla Windows ver.2.1- Przewodnik użytkownika, AITECH, Katowice, 1996. 4. Rampersad H.K.: Concurrent design of product process and robotic assembly system, Assembly Automation, Vol.17, Nr.4, 1997, pp. 273-276. 5. G.Setlak: Hybrydowy system ekspertowy do projektowania procesów montażowych, kwart. Technologia i automatyzacja montażu, Warszawa, Nr.3, 1999, c. 23-27. 6. Szabajkiewicz W.: Modułowe technologie montażu, Technologia i automatyzacja montażu, Warszawa, Nr.4, 1998, c. 9-11.

Статья поступила в редакцию 29.05.2001 г.

COMPENSATION SYSTEMS OF BACKLASH AND PITCH ERRORS OF THE FEED KINEMATICAL LINKAGES OF THE NUMERICAL CONTROL MACHINE TOOLS

Stan Gh., Ungureanu V. (Univ. Bc., Bacau, Romania)

The high accuracy of the numerical control machine tools especially of the machine tools performing interpolations, requires new conditions that have to be fulfilled by the feed kinematical linkages. This paper aims at systemizing the compensation systems being used by the machine tool builders, showing the advantages and disadvantages of each one. The relation of the kinematical linkage to the numerical control equipment is also considered, as well as the electronic compensation possibilities of the latter.

The backlash compensation of a feed kinematical linkage can be performed electronically, mechanically or through a combination of both.

The electronic compensation is simple and safe, providing increases of the positioning accuracy. Most of the numerical controls have this function. In case of the feed kinematical linkages used for contouring through interpolation, the path error cannot be improved, since the transient duty is the same.

By knowing the diagram of the positioning error in function of the movement of the movable element of the kinematical linkage in one direction and reverse, the rate of the mechanical backlash can be established when changing direction. If this backlash only results from systematic errors, it can be inscribed in the machine data of the numerical control, that will be issuing an additional number of pulses, equivalent to the mechanical backlash.

Through the analysis of the systems used by the NC machine tool builders it results that the usage of the mechanical backlash compensation is mostly encountered on kinematical linkages having the pinion rack set as the last element of transmission. These compensations are performed, in mechanical terms, rigidly and elastically.

a) The version of rigid compensation does not totally eliminate the backlash because of the various errors (radial runout of the gears, pitch errors of the gears, etc.) that minimize it.

Fig. No. 1 shows a feed kinematical linkage used on grinding machines, where the backlash take-over on the first transmission ratios is performed through a double transmission of gears, relatively moved through an eccentric. The transmission ratio on this portion is $Z=40 / Z=80$.

The movement is transmitted further through a duplex type wormed gearing of a transmission ratio $Z=1/Z=60$.

The duplex wormed gearing, through its design, can take the gearing backlash.

The movement goes on to the final element of the kinematical linkage through a rack and pinion. For the backlash to be taken from this gearing, a double linkage is also used, i.e. two racks with inclined teeth, "V" placed, and two pinions. By the relative and axial motion of the two pinions, the gearing backlash is decreased.

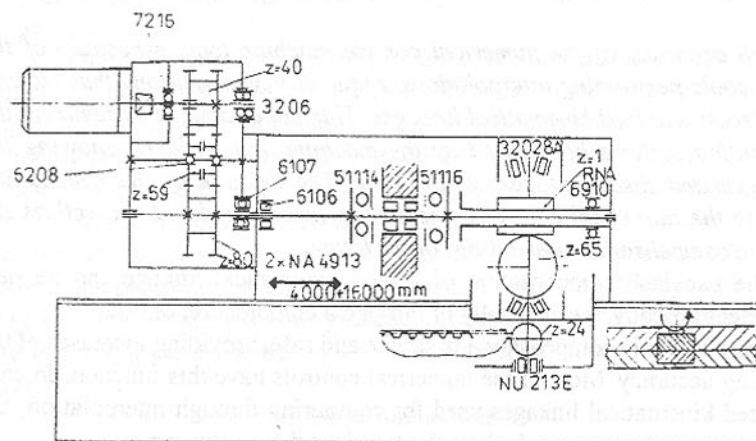


Fig. 1. Kinematical linkage with rigid backlash take

The presence of two racks in the kinematical linkage structure makes this solution be expensive and consequently, less used.

A similar backlash system, mainly used on the kinematical linkages rotating the table, consisting of a double linkage, is shown in fig. 2.

One branch of this linkage consists of the gears 3, 5 and 8, and the other one of the gears 3, 4 and 6. The backlash take between the two branches is performed by means of the eccentric 7. The motion is further transmitted through a duplex wormed gearing, composed of the wormed shaft 2 and the wormed gear 1.

b) The version with elastic backlash take has the advantage of a total elimination of the gearing backlash, but the transmission efficiency is decreased and, by default, the machine life is shortened.

When using the elastic backlash take version, the condition of below has to be complied with:

$$F_p \geq F_r$$

Where: F_p is the pre-stressing force for backlash take
 F_r is the resistant force (friction force and cutting force)

As drive systems for backlash take, the most used consist of hydraulic and disk spring types. Fig. 3 shows the backlash take system being used on large sized bridge type milling machines, especially in case of the table feed linkages.

In this case, the kinematical linkage has two branches as well, that are to be pre-

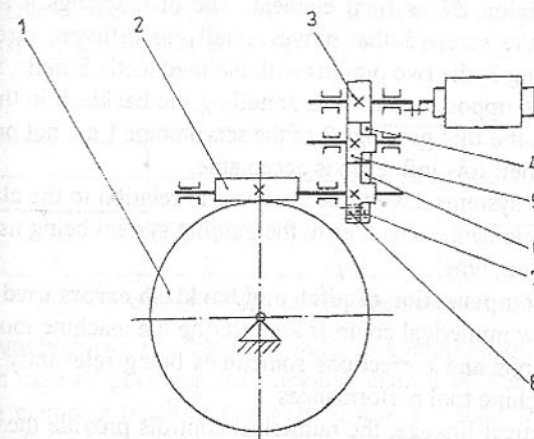


Fig. 2. Rotary kinematical linkage with rigid backlash take-over

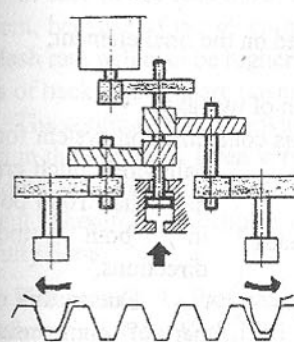


Fig. 3. System of backlash take with hydraulic drive

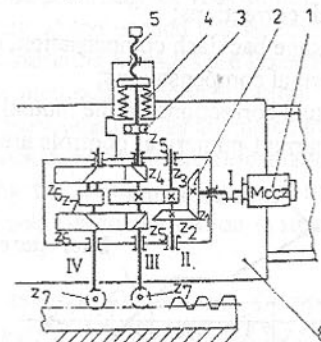


Fig. 4. System of backlash take with disk spring drive

stressed by hydraulic cylinder. Upon the axial motion of the hydraulic cylinder piston, the two pinions that are mounted on the same shaft and have inclined teeth in opposite directions, will rotate to opposite directions, thus driving the two branches of the linkage, up to annulling the gearing backlash.

It may be noticed in the figure that the pinions gearing the rack (mounted on the movable element) make contact with one flank only of the teeth. The first set of gears of the driving servomotor has not the backlash taken over. This is explained by the fact that this backlash is decreased by the total ratio of the of the linkage portion and finally has a very low value at the final element of the linkage (the rack).

A system similar to the one mentioned above is shown in fig. 4. Here, the axial motion of the two pinions is given by a pack of disk springs. In this case,

the entire linkage is located on the movable element 8. The linkage has two branches having the pinion Z7 as final element. The disk springs 4 are pre-stressed by means of the screw 5 that moves axially to different directions, through the thrust bearing 3, the two pinions with inclined teeth. Finally, the two pinions Z7 will rotate to opposite directions annulling the backlash in the gearing. Similarly as above, the first gearings 2 of the servomotor 1 are not provided with backlash take, as their low influence is acceptable.

All backlash take systems have to be analyzed in relation to the clamping system of the movable element, as well as to the guiding system being used (hydrostatic, rolling or sliding type).

The electronic compensation of pitch and backlash errors used on NC machine tools: The new numerical controls are offering the machine tool builders several compensations and corrections sometimes being relevantly helpful with improving the machine tool performances.

For a feed kinematical linkage, the numerical controls provide the following types of compensations and corrections:

- Pitch corrections;
- Linkage backlash compensation, measured on the final element;
- Thermal compensations;
- Mutual corrections on the mutual position of two axes.

The current numerical controls are using as compensation system for the

ball screw pitch errors, more than 1000 points, in both motion directions.

Due to this manner of compensation, with different rates in the two directions, the difference between rates related to the same position means the backlash compensation

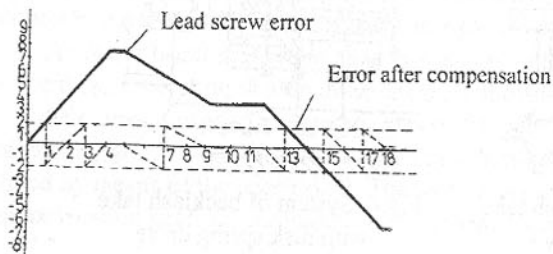


Fig.5. Electronic compensation of the pitch errors

that is automatically performed. Thus, the backlash compensation is done in more than 1000 points and each point has a different rate.

Fig. 5 shows the error of a ball screw and the dot line means the pitch error after compensation in only 18 points. It is obvious that in this case, the error has been decreased four times, as only 18 points are used.

Other numerical controls are providing the possibility for inserting the electronic backlash compensation, of a limited number of backlash rates on various lengths. Accordingly, fig. 6 shows five rates of backlash that are estab-

lished for certain rates of the movable element travel. Any direction reversal of the movable element motion, the related backlash compensation for in the respective travel area will be automatically inserted.

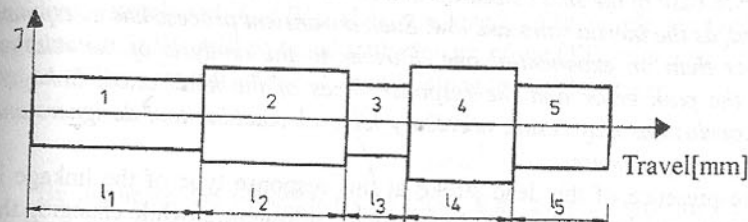


Fig.6. Electronic backlash compensation.

Conclusions: The backlash itself is composed of the backlash between flanks in case of gearings, the backlash caused by the lack of contact of the coupling elements (such as gears-shaft, motor – shaft, etc.) that occurs to the reducers of within the linkage structures.

In case of the feed kinematical linkages using the rack-pinion set as final element, because of the much higher rate of the needed transmission ratio, the backlash rate will also be higher. The positioning linkages are less demanding in terms of backlash, as there are electronic methods for compensation.

The contouring feed linkages are very sensitive, as any inaccuracy may be found in the tool path. Even very low backlash and elastic deformation rates are intending to accumulate while changing the motion direction of the movable element. Therefore, the choice of the backlash compensation system has to be carefully done.

References: 1. Pressman, R., Numerical Control and Computer Aided Manufacturing, New York, 1991. 2. Cervenka, N., Reimbun, U., Analyse des dynamischen Verhaltens einer Hochleistung, Maschinemarkt, nr. 84, 1993. 3. Marusche, H., Probleme beim Walzschranbtreib als Antriebs und MeBelement in Werkzeugmaschinen, Maschinenbautechnik, nr 2, 1990.

Статья поступила в редакцию 9.06.2001 г.

IMPROVING THE INTERPOLATION MACHINING ACCURACY ON SMALL SIZED CNC MACHINE TOOLS WHERE THE TRANSIENT PROCESS OF THE KINEMATICAL LINKAGE IS LINEAR WITH DEAD AREA

Stan Gh., Ungureanu V. (Univ. Bc., Bacau, Romania)

Even from the design stage of the CNC machine tools it is necessary to know the relation between the machining error and the response times of the kinematical

linkages taking part to interpolation. This paper establishes this relation, followed by an analysis of the factors having a direct influence on the machining accuracy. In case of the small sized CNC machine tools, a linear transient process is used, as the inertia rates are low. Such a transient process has a response time lower than an exponential one. Further to the analysis of the relation between the path error and the response times of the kinematical linkages, several conclusions may result, necessary for both machine tool designers and technology programmers.

The presence of the dead-stroke at this response type of the linkage is caused by the rotation of the movable element, at low rates, while changing the motion direction. This rotation while changing direction is caused by the resistant force of the mobile element which is not centred towards the moving force. Although the directional guiding of the mobile element can be very good, the presence of the slide rotation while changing direction is always sensed, either more or less. This dead stroke is not included to the closed loop of the feed linkage (speed and position circuits). Therefore, the choice of such a type of response of the feed linkages, in case of small size CNC machine tools, is the closest to reality (fig.1). Contouring performance by a circle is a machining procedure often used on CNC machine tools.

The circle segment OAB is considered to be machined through circular interpolation, at the speed rate "V" through movement along the Ox and Oy axes at the rates V_x and V_y respectively, and the point A is appoint whatever on this path (fig. 2)

Because of the delays on axes, caused by time difference between the command moment and the performance moment, a delay " t_0 " occurs, that makes

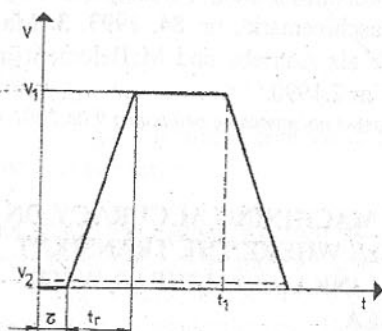


Fig.1. Linear response with dead area

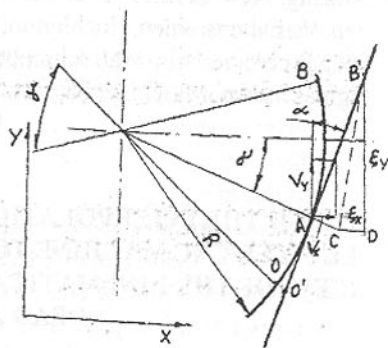


Fig.2. Path error at circular interpolation

the actual path of the tool to be different from the programmed one.

With a view to bringing this case of circular interpolation to a case of linear interpolation in terms of calculation method, the circle arc OAB) will be considered developed (O'AB'). Thus, the length of the circle arc OAB being programmed, $2\pi R/\gamma$, will be equal to the length of the O'B' segment. The speed rates on the two controlled axes V_x and V_y along the circle arc are:

$$\begin{aligned} V_x &= V \cos \alpha \\ V_y &= V \sin \alpha \end{aligned} \quad (1)$$

By assuming the hypothesis that there is an average rate for V_x and V_y , then the approach of this case of circular interpolation will be reduced to interpolating the segment O'B' with the remark that in the relation of the path error the feed rates of the two linkages will be the ones from the circular interpolation.

By symbolizing with ξ_x and ξ_y the projections of the segment B'C to the co-ordinate axes it may noticed that :

- The projections of the segment AB to the co-ordinate axes are:

$$AB'_x = V_x t_0; \quad AB'_y = V_y t_0 \quad (2)$$

- The projections of the segment AC to the co-ordinate axes are:

$$\begin{cases} AC_x = AB_x - \xi_x = V_x t_0 - \xi_x \\ AC_y = AB_y - \xi_y = V_y t_0 - \xi_y \end{cases} \quad (3)$$

The presence of the dead area within the structure of the transient duty will affect the relations of the follow-up errors as below:

$$\xi_x = V'_x (t_{rx} + \tau_x) - \frac{a_x t_{rx}^2}{2} \quad (4)$$

$$\xi_y = V'_y (t_{ry} + \tau_y) - \frac{a_y t_{ry}^2}{2}$$

where V'_x and V'_y mean the average speed rates along the segment O'AB'. t_{rx} and t_{ry} mean the response times along the two directions of the linkages. a_x and a_y mean the accelerations along the two directions of the linkages.

$$\text{As, } \frac{a_x t_{rx}^2}{2} = \frac{V'_x t_{rx}}{2}; \quad \frac{a_y t_{ry}^2}{2} = \frac{V'_y t_{ry}}{2} \quad (5)$$

by substituting and reducing, the follow up error along the two axes will result:

$$\xi_x = \frac{V \sin \alpha}{2} (t_{rx} + 2\tau_x) \quad (6)$$

$$\xi_y = \frac{V \cos \alpha}{2} (t_{ry} + 2\tau_y)$$

By substituting in the path error "e", from the linear interpolation, it results:

$$e = \frac{|V_x \xi_y - V_y \xi_x|}{\sqrt{V_x^2 + V_y^2}} = \frac{V \cos \alpha \sin \alpha}{2} (t_{ry} - t_{rx} + 2\tau_y - 2\tau_x) \quad (7)$$

$$e = \frac{V \cos \alpha \sin \alpha}{2} \left[\frac{V \cos \alpha}{a_y} + \frac{V \sin \alpha}{a_x} + 2|\tau_y - \tau_x| \right] \quad (8)$$

While passing through the dead area, the linkage will have an uniformly accelerated movement:

$$\tau_x = \sqrt{\frac{2c_x}{a_x}}; \tau_y = \sqrt{\frac{2c_y}{a_y}}, \quad (9)$$

where C_x and C_y mean the rates of the dead strokes along the two directions of the linkages. In this case, the path error can be expressed as below:

$$e = \frac{V}{2} \cos \alpha \sin \alpha \left[\frac{\cos \alpha}{a_y} + \frac{\sin \alpha}{a_x} + 2 \left| \sqrt{\frac{2c_y}{a_y}} - \sqrt{\frac{2c_x}{a_x}} \right| \right] \quad (10)$$

If the two dead strokes C_x and C_y are equal, the maximum rate of the path error will be at $\alpha = 45^\circ, 135^\circ, 225^\circ, 315^\circ$ (fig.3). If $C_x \neq C_y$, the machining path error will increase. Accordingly, the rates of the dead strokes should be as low as possible and where same exist, the two rates C_x and C_y should be equal. Thus, the maximum rate of the path error will be equal to the one from the transient response without dead stroke.

Conclusions: By analyzing the relation of dependence between the path error and response time of the two kinematical feed linkages, one may notice that the error will be zero when the two response times are equal.

As the response time rates are depending on the axis speed, $t_r = V/a$, it can be easily concluded that if the axes have equal accelerations, the equality of the times will exist only when the speed rates along the axes are equal. This case is found at the linear interpolation of a straight line at an angle of 45° towards the two axes. In case when the acceleration

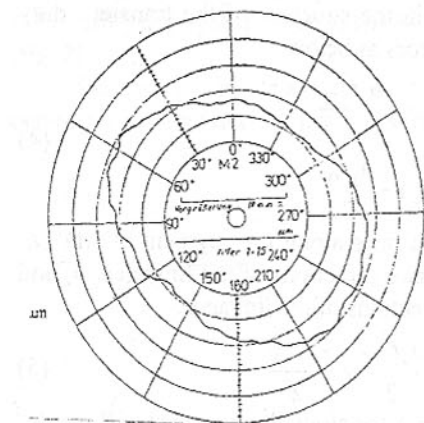


Fig.3. The profile of an interpolated circle when the transient duty is linear

on the two axes is different, there will result another angle of the interpolated straight line towards the two axes. It may also be noticed that, in the distribution of the two speeds of the linkages, an important role is held by the manner of set-

ting the work piece on the machine tool table, so that the angle of the interpolated straight line can be sometimes modified with a view to decreasing or even annulling the difference between the response times of the two axes. Accordingly, the technology programmer of the respective machine tool, being in possession of these relations can intervene in terms of decreasing the path error, even from the technology stage.

At circular interpolation, the two speed rates will be either plus or minus, depending on the quadrant where the circle arc is located. The path error will also be either plus or minus, towards the programmed circle.

By analyzing the last relation of the path error, in case when the circle arc became a circle, it results that for $\alpha = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$, the rate of the path error will be zero. From the term,

$$\frac{\cos \alpha}{a_y} + \frac{\sin \alpha}{a_x}$$

It can be noticed that for the points $\alpha = k \cdot 45^\circ$ ($k = 1, \dots, 4$), it becomes:

$$\frac{\sqrt{2}}{2} \left(\frac{a_x + a_y}{a_x a_y} \right)$$

If $a_x \neq a_y$, the rate of the term will be higher than for $a_x = a_y$. By considering $a_x = a_y = a$, the value of the term will be $\frac{\sqrt{2}}{a}$. So, the more the acceleration

on the two linkages will be higher, the rate of the path error will be lower.

Within the process of establishing the transient duty which is done even during the design stage of the machine tool, the accelerations on the machine axes should be equal on the axes taking part to interpolations and the rate should be as high as possible.

When the acceleration rates on the two linkages differ, the circle obtained through contouring machining will have deviations from roundness, which are maximal at points where $\alpha = k \cdot 45^\circ$. The more the difference between accelerations is higher, the roundness deviation will be higher.

This way of establishing the relationship can also be extended to other types of interpolations: revolving, helical, sinusoidal, hyperbolic, etc. If the form of the response in transient duty is different and does not fit the linear or exponential type, the algorithm for determining the path error is the same until the moment of determining the follow-up error on axes.

A special case in exploiting the CNC machine tools in terms of interpolation consists of the curves or surfaces that have to be machined and cannot be expressed analytically and are defined through a number of points (SPLINE).

The path error for such curves can be done in analogy to the above, with the remark that, for establishing the effective rate of the contouring error is to be added to the path error and the error of approximation of the curve through

points.

References: 1. Pressman, R., Numerical Control and Computer Aided Manufacturing, New York, 1991. 2. Cervenka, N., Reimbun, U., Analyse des dynamischen Verhaltens eines Hochleitungs, Maschinemarkt, nr. 84, 1993. 3. Marusche, H., Probleme beim Walzschranbtreib als Antriebs und MeBelement in Werkzeugmaschinen, Maschinenbautechnik, nr 2, 1990.

Статья поступила в редакцию 9.06.2001 г.

THEORETICAL RESEARCHES ON FEED KINEMATICAL LINKAGES OF THE NUMERICAL CONTROL MACHINE TOOLS

Stan Gh., Ungureanu V. (Univ. Bc., Bacau, Romania)

The feed kinematical linkages of the numerical control machine tools have a direct and decisive influence on the machining accuracy. Their research in closed loop (for the speed and position circuits) is definitely needed, as the transient duty of the linkage participates directly to the path error of the work piece being machined. This paper presents a theoretical research method of the kinematical linkage as a whole, based on patterns, offering important data on the system performance.

The characteristic of the kinematical linkage means the ratio between the output and input rates of the servomechanism or of the component element. When the input rate is constant in relation to time, then the static characteristic will result. Unlike the static characteristic, the dynamic characteristic can be obtained under the conditions of a rate variable in time.

The researches on kinematical linkages have had as form of expression a mathematical model of the form:

$$X(x_e, \frac{dx_e}{dt}, \frac{dx_e^2}{dt^2}, \dots) = Z(f, \frac{df}{dt}, \frac{df^2}{dt^2}, \dots, Y, \frac{dy}{dt}, \frac{dy^2}{dt^2}, \dots) \quad (1)$$

The symbols mean:

$f(t)$ = external factors;
 $y(t)$ = variation of the input rate;
 $x_e(t)$ = variation of the output rate.

These models are reduced at a more simple form by replacement with practical equivalent models whose equations are linear, and with constant coefficients.

$$X(x_e, \frac{dx_e}{dt}, \dots, \frac{dx_e^m}{dt^m}) = F(f, \frac{df}{dt}, \dots, \frac{df^n}{dt^n}) + Y(y, \frac{dy}{dt}, \dots, \frac{dy^k}{dt^k}) \quad (2)$$

The study of these equations is much easier by using the Laplace transformation.

The researches on a feed kinematical linkage (fig. 1) are presented at two stages:

The first stage establishes the equations of calculation based on the systems theory and the second stage calculates an example.

Several steps are attended, by beginning with deducing the substitute system (fig. 2). The transformation is done based on the hypothesis that the mechanism is composed of concentrated inertia elements (motor, gears, slide) and concentrated arc elements (shafts, ball screw). As such, the division is done into elements having an important elasticity treated as arcs and elements having an important inertia, treated as carrying mass. The reduction of the elastic deformations to the motor shaft will be:

$$C_{t1} = (1/i)^2 C_{t2} \quad (3)$$

where i means the transmission ratio.

The conversion of the axial elastic constant into rotary elastic constant will be:

$$C_t = C_A (h/2\pi)^2 \quad (4)$$

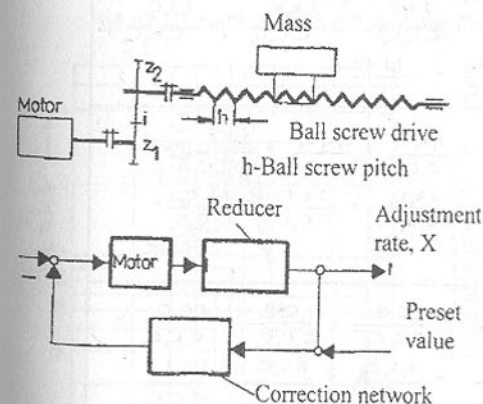


Fig. 1. Feed kinematical linkage and equivalent block diagram

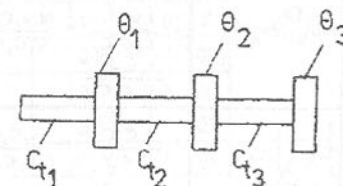


Fig. 2. Equivalent system

Where: C_A = axial elastic constant;
 C_t = rotary elastic constant;
 h = the screw pitch.

The inertia torques of the rotation are brought to the motor shaft by means

of the relation:

$$\theta_1 = (1/i)^2 \theta_2 \quad (5)$$

The mass conversion to the lead screw will be:

$$\theta_{red} = (h/2\pi)^2 m_T \quad (6)$$

where m_T means the slide mass (weight).

Through the relations of above, fig. 1 will be transformed into an equivalent scheme, as per fig. 2. Further on, the transfer function of the mechanism will be deduced through the relations of inter-dependence of the elements and the relation of below will result:

$$G(P) = \frac{\omega_a^L}{\omega_e^L} = \frac{1}{Ap^6 + Bp^5 + Cp^4 + Dp^3 + Ep^2 + Fp^2 + 1} \quad (7)$$

which is known as transfer function for a sixth range member.

Table - 1: The coefficients of the characteristic equation: A, B, C, D, E, F, G

COEF.	EXPRESIA
A	$\frac{J_1 J_2 J_3}{C_1 C_2 C_3}$
B	$\frac{J_1 J_2 k_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_1 J_3 k_2}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_2 J_3 k_1}{C_1 C_2 C_3}$
C	$\frac{J_1 J_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_1 J_3 C_2}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_1 J_2 C_1}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_1 k_3 k_2}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_2 k_3 k_1}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_3 k_2 k_1}{C_1 C_2 C_3}$
D	$\frac{J_1 k_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_1 k_3 C_2}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_2 k_3 C_1}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_1 k_1 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_2 k_1 C_2}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_3 k_1 C_1}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_1 k_1 k_2}{C_1 C_2 C_3}$
E	$\frac{J_1 C_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_2 C_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_3 C_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_1 C_1 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_2 C_1 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_3 C_1 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_1 k_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_2 k_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_3 k_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_1 k_1 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_2 k_1 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{J_3 k_1 C_3}{C_1 C_2 C_3}$
F	$\frac{k_1 C_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{k_2 C_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{k_3 C_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{k_1 C_1 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{k_2 C_1 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{k_3 C_1 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{k_1 k_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{k_2 k_3 C_3}{C_1 C_2 C_3} + \frac{k_1 k_3 C_3}{C_1 C_2 C_3}$
G	$\frac{C_1 C_2 C_3}{C_1 C_2 C_3} = 1$

The table 1 presents the expressions of the coefficients A, B, C, D, E, F. As in practice, the elasticity of the ball screw and nut represents 70% of the total elasticity, C_1 and $C_2 \approx \infty$ can be approximated with a good accuracy, that leads to:

$$G_1(p) = \frac{1}{A_1 p^2 + B_1 p + 1} \quad (8)$$

and if $C_1 \rightarrow \infty$, it will result:

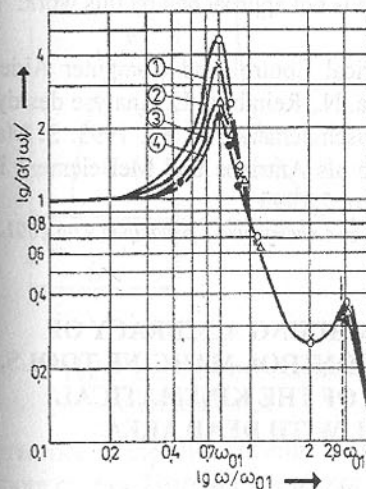
$$G_2(p) = \frac{1}{A_2 p^4 + B_2 p^3 + C_2 p^2 + D_2 p + 1} \quad (9)$$

With the models simplified as such, several harmonics will be lost, especially the ones of high frequency and low amplitude.

The characteristic curve of amplitude of an oscillating system with two masses is presented in fig. 3.

In consequence, the researches carried out by different authors have reduced the whole assembly to a linear system of one degree of freedom, as opinions are differing in terms of the mechanisms determining the characteristic of rigidity, mass, dumping. They may be grouped as follows:

- Total torsion rigidity of the kinematical linkage;
- Torsion rigidity of the lead screw;
- Axial rigidity of the lead screw;
- Mass of the slide along with work piece, reduced mass moment of inertia of all mechanisms composing the linkage.



	C_{t1}	θ_1	D_1	C_{t2}	θ_2	D
①	1	1	0.05	4	1	0.05
②	1	1	0.1	4	1	0.05
③	1	1	0.05	4	1	0.1
④	1	1	0.1	4	1	0.1

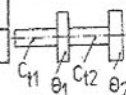


Fig. 3. Characteristic curve of amplitude of the oscillating system with two axes. The non-linear behaviour of the lead screw-nut is known, but with a view

to simplifying the analysis, it can be approximated to a linear element.

Most of the theoretical and experimental dynamic studies of the feed kinematical linkages have been finished at the level of the mechanical part.

The integration of the transfer function to the assembly structure of the respective axis loop and, afterwards, the application of the methods of the automatic adjustment theory have been less studied. This manner of approach of the theoretical research of the feed kinematical linkage in its entirety can be extended up to the level of construction parameters.

Conclusions: The usage of this method of theoretical research of the kinematical linkage as whole gives important data on the performances of the kinematical linkage. Through this research it can be known, even from the design stage, the behaviour of the kinematical linkage in dynamic and static duties. At the same time several parameters can be adjusted, with a view to optimizing the static and dynamic behaviour of the linkage.

This method of analysis and research, though featuring several simplifying hypotheses, gives good results on the steps to be done even from the design stage of the kinematical linkage. The method itself is easily usable through the computer and represents a useful guide to any builder of numerical control machine tools.

The results of the researches are answering the issues of the transient duty and linkage stability, as well.

Knowing the transient duty both while accelerating and decelerating, gives important data for sequent analysis of the path error of machining through interpolation. This topic is more complex and is not approached by this work.

References: 1. Pressman, R., Numerical Control and Computer Aided Manufacturing, New York, 1991. 2. Cervenka, N., Reimbun, U., Analyse des dynamischen Verhaltens eines Hochleitens, Maschinemarkt, nr. 84, 1993. 3. Marusche, H., Probleme beim Walzschranbtreib als Antriebs und MeBelement in Werkzeugmaschinen, Maschinenbautechnik, nr 2, 1990.

Статья поступила в редакцию 9.06.2001 г.

WAYS OF INCREASING THE MACHINING ACCURACY OF INTERPOLATION ON NUMERICAL CONTROL MACHINE TOOLS, WHERE THE TRANSIENT DUTY OF THE KINEMATICAL LINKAGES IS EXPONENTIAL WITH DEAD AREA

Stan Gh., Ungureanu V. (Univ. Bc., Bacau, Romania)

In order to intervene on the machining accuracy while contouring on a CNC

machine tool, the relation between the path error and the transient duties of the kinematical linkages taking part to interpolation, needs to be known. The more the transient duty is better, the error of the contour being obtained towards the required and interpolated one, will be lower. This paper establishes the relation mentioned above in case of the kinematical linkages having an exponential transient process with dead area. This kind of response of the kinematical linkages is encountered on most of the CNC machine tools, medium and large-sized. By means of this relation, the manner of influence can be established, of the more important factors of within the linkage structure (such as slide-guideway friction coefficient, transmission ratio, pre-loading forces, cutting forces, etc.) on the transient duty and, by default, on the path error. Also, ways of intervention can be established, with a view to minimizing the path error.

It is known that the medium and large-sized CNC machine tools are using an exponential curve as transient duty, both while accelerating and decelerating. The use of this curve is given by the condition of obtaining a response time as short as possible as well as the stability of the linkage.

The presence of the dead stroke at this response type of the linkage is caused by the rotation of the movable element, at low rates, while changing the motion direction. This rotation while changing direction is caused by the resistant force of the mobile element which is not centred towards the moving force. Although the directional guiding of the mobile element can be very good, the

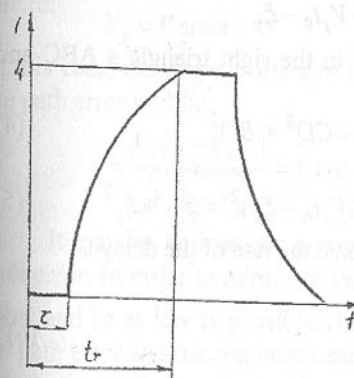


Fig.1. Exponential response with dead area

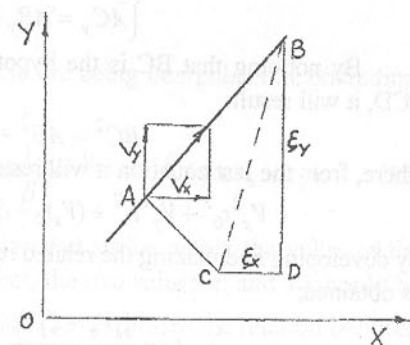


Fig.2. Programmed and performed path

presence of the slide rotation while changing direction is always sensed, either more or less. Therefore the choice of this kind of linkage response on CNC machine tools is the closer to reality.

On the other side, into an ideal case, if the linkage as whole responded in-

stantly, the path error would be zero or very low.

Fig. No.1 shows the type of exponential response with dead area.

Let the linear path OAB be considered, programmed to be followed through linear interpolation at the v feed rate, by movements along the Ox and Oy axes, at the V_x and V_y feed rates respectively, and A, a whatever point on this path. Because of the delay on axes, (because of the transient duty of each axes taking part to interpolation), a delay t_0 comes up between the moment of the command and the moment of performance, that makes the real tool path to be different from the programmed one. The path error "e" is defined as the AC segment, where the point C is the intersection of the real path to the normal in A to the programmed path. In order to find the size of this error, the point B is considered on the programmed path, defined as the point where the tool would have reached from A, in the time t_0 , in uniform motion (fig. 2).

$$AB = V t_0 \quad (1)$$

By symbolizing with ξ_x and ξ_y , the projections of the segment BC to the co-ordinate axes, it may noticed that :

- The projections of the segment AB to the co-ordinate axes are:

$$AB_x = V_x t_0; \quad AB_y = V_y t_0 \quad (2)$$

-The projections of the segment AC to the co-ordinate axes are:

$$\begin{cases} AC_x = AB_x - \xi_x = V_x t_0 - \xi_x \\ AC_y = AB_y - \xi_y = V_y t_0 - \xi_y \end{cases} \quad (3)$$

By noticing that BC is the hypotenuse in the right triangle s ABC and BCD, it will result:

$$BC^2 = AB^2 + AC^2 = CD^2 + BD^2 \quad (4)$$

where, from the last equation it will result:

$$V_x^2 t_0^2 + V_y^2 t_0^2 + (V_x t_0 - \xi_x)^2 + (V_y t_0 - \xi_y)^2 = \xi_x^2 + \xi_y^2 \quad (5)$$

By developing and making the related reductions, the rate of the delay t_0 is obtained:

$$t_0 = \frac{\xi_x V_x + \xi_y V_y}{V_x^2 + V_y^2} \quad (6)$$

Concluding, the rate of the path error "e" will result:

$$e = AC^2 = AC_x^2 + AC_y^2 = (V_x t_0 - \xi_x)^2 + (V_y t_0 - \xi_y)^2 \quad (7)$$

By replacing the value of t_0 and developing, the value of the path error becomes:

$$e = \frac{(V_x \xi_y - V_y \xi_x)^2}{V_x^2 + V_y^2} \quad (8)$$

The rates of the follow-up errors will be as follows:

$$\begin{aligned} \xi_x &= V'_x (t_{rx} + \tau_x) - S_x \\ \xi_y &= V'_y (t_{ry} + \tau_y) - S_y \end{aligned} \quad (9)$$

where the symbols mean:

- V'_x and V'_y - Average rates of the speed rates at circular interpolation;
- t_{rx} and t_{ry} - Response times on the two directions;
- τ_x and τ_y - The rates of the dead stroke on the two directions;
- S_x and S_y - The distances run by the fixed dynamics linkage.

$$\begin{aligned} S_x &= \int_0^{t_{rx}} [V'_x - V'_x e^{-\beta t_{rx}}] dt \\ S_y &= \int_0^{t_{ry}} [V'_y - V'_y e^{-\beta t_{ry}}] dt \end{aligned} \quad (10)$$

By resolving the integrates, and substituting, it results:

$$\begin{aligned} \xi_x &= -\frac{V'_x}{\beta} (e^{-\beta t_{rx}} - 1) = -\frac{V \cos \alpha}{\beta} (e^{-\beta t_{rx}} - 1) \\ \xi_y &= -\frac{V'_y}{\beta} (e^{-\beta t_{ry}} - 1) = -\frac{V \sin \alpha}{\beta} (e^{-\beta t_{ry}} - 1) \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \text{where: } V_x &= -V \cos \alpha \\ V_y &= V \sin \alpha \end{aligned}$$

In this case, the angle refers to the circle arc being interpolated. Concluding, the path error will be:

$$e = \frac{|V_x \xi_y - V_y \xi_x|}{\sqrt{V_x^2 + V_y^2}} = V \cos \alpha \sin \alpha \left[\frac{1}{\beta} (e^{-\beta t_{rx}} + e^{-\beta t_{ry}}) + \tau_x - \tau_y \right] \quad (12)$$

It may be noticed the presence of a dead stroke within the value of the path error. In order to minimize their effect, the two values τ_x and τ_y should be equal and be as low as possible. The relation (12) expresses the relation between the path error and the response times of the two kinematical linkages in case of a circular interpolation. Depending on the quadrant where the circle arc is located, the rate of the two speeds will be either plus or minus and the path error will also be plus or minus.

By analyzing the last relation of the path error, in case when the circle arc became a circle, it results that for $\alpha = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$ the value of the path error is zero. The maximum error value will be found at $\alpha = 45^\circ, 135^\circ, 225^\circ, 315^\circ$, having a shape similar to the one shown in fig. 3.

Conclusions: Based on these relations between the path error and response times of the axes participating to interpolation, conclusion may be made, that

can be useful to both CNC machine tool technology programmers and CNC machine tools designers.

The technology programmer, by using the path error relations, has the possibility to assess the machine tool performances for interpolation machining. At the same time, based on the relations of above, the technology programmer can modify several parameters of the cutting duty (especially the cutting speed) and of the work piece setting on the machine tool table (with a view to equalizing the response times on the two axes), such as to decrease the rate of the path error up to an admissible rate, required by the work piece particularities.

The CNC machine tool designer has the possibility to establish the response times of the kinematical linkages, starting from path error rate, based on these relations. Further, the response times will help him determine the acceleration and deceleration, whose rates once known, lead to establishing the torsion

moment of the driving servo-motor, at transient duty. Based on this moment, the kinematical linkage will be sized, in function of the required elastic deformations (another dead area of within the kinematical linkage loop). In case of using the exponential acceleration-deceleration, the maximum rate during the transient duty should be found out and, depending on this rate, the torsion moment of the servomotor will be determined with a view to further sizing the feed kinematical linkage. Further to analyzing these relations, the CNC machine tool designer should provide an equalization of the response times of the axes taking part to interpolation, with a view to decreasing the

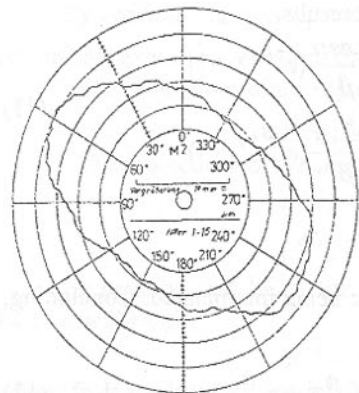


Fig.3. The profile of an interpolated circle when the transient duty is exponential

path error rate.

At the design stage, this requires an optimization of sizing the linkage. In case of several machine tools having controlled axes with high inertia (columns moving, etc.) their location should be considered such as to avoid their participation to interpolation. Several CNC machine tools whose axes frequently working under interpolation have different inertia rates (e.g. X axis, Y axis) that lead to high path errors, which is not recommended.

The dead area of the axes taking part to interpolation should be equal and as low as possible too. Thus the designer can have all needed data for choosing the guiding solutions and locating the last element of the kinematical linkage.

The structure of the machine tools with contouring numerical control

regarded in terms of path error, should have the controlled axes taking part to interpolation provided with equal and as low as possible accelerations-decelerations.

References: 1. Pressman, R., Numerical Control and Computer Aided Manufacturing, New York, 1991. 2. Cervenka, N., Reimbun, U., Analyse des dynamischen Verhaltens eines Hochleitens, Maschinemarkt, nr. 84, 1993. 3. Marusche, H., Probleme beim Walzschranbtreib als Antriebs und MeBelement in Werkzeugmaschinen, Maschinenbautechnik, nr. 2, 1990.

Статья поступила в редакцию 9.06.2001 г.

ACCEPT A PROPOSAL CORNER BY PULLING OF AXISYMMETRICAL PROFILES

Todic M., Miletic O. (University of Banja Luka, Bosna & Hercegovina)

In this work you can see diagram of the part investigation of the accept a proposal corner by pulling of axisymmetrical profiles-wires. Through familiar model for determine of the accept a proposal and modern computer proportion equipment we investigate influence of individual parameters which are appearing in the zone of deformation i.e. influence of parameters like: speed of pulling, lubricant instrument, kind of the pulled material and degree of deformation.

1. INTRODUCTION

Tehnological process of pulling gives great importance in primary industry because of the great necessary profiles that are using in farther industry production. It's familiar that profiles of smaller dimensions transverse section and larger length only can product with this tehnology. The process of pulling is developing in condition of intensive inside and external friction. Inside friction is result of plastically flow, while external friction is appearing on contact surface deformation zone. Result of it is that in deformation zone appears triaxial intensity of stress of deformation condition. That intensity of stress-deformation condition is changing from entrance in deformation zone to her exit. Length of deformation zone depends from corner of the tool (matrix). With increase of the corner α decrease the length of deformation zone or opposite i.e. decrease of the corner length is increase.

2. INFLUENCES PARAMETERS IN PROCES

Force of pulling is performing basic factor (parameter) which is distinguishing the process of pulling. Importance parameters that are influencing on

force of pulling are:

- mechanical quality of pulled metal,
- degree of deformation,
- geometric largeness and quality perform of the tool,
- material of the tool,
- conditions and quality of the lubrication,
- speed of pulling,
- preparation material for pulling,
- coldness of the tool,
- increase of stress of the chart,
- geometric largeness of the transverse section.

On the basis of parameters above, we can conclude that is very big numbers of influences parameters on the force of pulling in the technological process. On some parameters we can influence at taking on the process while on some we can influence.

From that conclusion that at projecting process we have to correctly choose that parameters i.e. optimize their sizes.

3. THE SHAPE OF PULLED CANAL AND HIS GEOMETRICAL LARGENESS

Deformation zone in which is working out deformation we can divide on: entrance zone, working zone, calibration zone and exit zone. Geometrical largeness for every of the zones depend on: diameter of the exit hole, corner of the gradient working zone and degree of deformation. Lengths of calibration zone depend on the material of the tool and material of the working piece. While length of the working cosines must be larger than the length which is in a touch with the working piece. By the literature and experience reference his length is calculate by the formula

$$l_d = 0.5 \frac{d_u - d_i}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (1)$$

For pulling steel alloy recommends that $l_d = (1.5 \div 2)d_i$, while for the colored metals recommends that $l_d = (1.1 \div 1.3)d_i$. Every of the zones have it's own technological process, oldough some of them are more influences i.e. they have decisive influence on the process like the working zone. Generator of the working piece zone can be generated like:

- straight line,
- radial line,
- recess line(concave) and
- sigmoid line.

First of the form is the most convenient for use because of the simple and

easy making. In this zone especial influence has corner of the gradient hers generator, because through him we directly influences on the size of deformation force. Many of the investigators were interested with this parameter because of his importance. On the basis of these investigations came to the next formula:

$$\alpha_{op} = \sqrt{\frac{p_{sr} \cdot A \cdot \mu}{0.77 \cdot A_1 \cdot k_{sr}}} \quad (2)$$

Most frequently his size is about 3° to 15° . With his increasing we came to:

- increases gradient of generator working piece which is influencing on increase straining on contact perform and result of that is increasing of the force of pulling,
- conditions of the lubrication is deteriorate, lubricant substance go away on the wrong side i.e. it doesn't create oil film between perform of the tool and perform of the working piece,
- provoke bigger normal and tangential increasing of stress on contact perform,
- perform of the working piece is more bright i.e. stratum of lubricant substance on perform of the working piece is smaller.

If the corner is in optimized area than force of pulling depend on the conditions of lubrication. Oldought the working corner out off the optimized area than condition lubrication doesn't have importance influence on the force of pulling.

4. POSITION OF THE ZONE OPTIMIZED CORNER

Position of the zone optimized corner depend from a great deal of number that are appearing in deformation zone, but some of them are more interesting, like:

- degree of deformation,
- presence of the force contra stretching and her intensity,
- largeness of coefficient friction,
- largeness of section working piece.

With increasing degree of deformation beginning zone optimized corner is moving in the direction of the bigger corners. Increasing of force contra stretching zones is moving in the direction of the smaller corners. With increasing coefficient of fraction zone optimized corner goes to the bigger corners that also worth for increasing of the section-working piece.

5. EXPERIMENTAL INVESTIGATION

To investigate influence for some parameters on largeness corner generator working part zone of tools i.e. influence on the force of pulling is made sensor on detection of pulling force, tools with different corners α , and all that is

bind in the computer proportion system. On figure 1 is present look of three-dimensional sensor for detection of pulling force.

Tools(matrix) with corners gradient of working part:

- $2\alpha = 21^\circ 7' 9.62''$
- $2\alpha = 16^\circ$
- $2\alpha = 13^\circ 42' 14.73''$
- $2\alpha = 11^\circ 43' 6.86''$

On figure 2 is present tool-matrix with sensors, and on picture 3rd computers proportion chain.

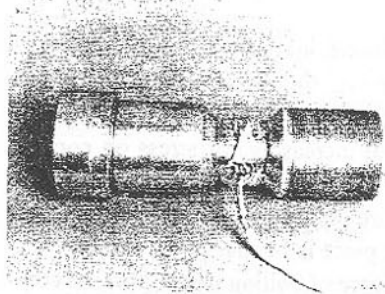


Fig. 1. Three-dimensional sensor for detection intensity of pulling force

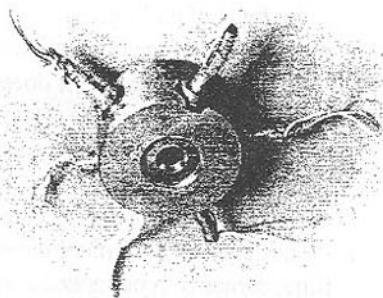


Fig. 2. Tool-matrix with sensors

On figure 3 is present proportion chain with digital collected proportion dates.

6. RESULTS OF EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS

In table 1 are present results of experimental investigations.

On the basic from results of experiment we got optimized area of the cor-

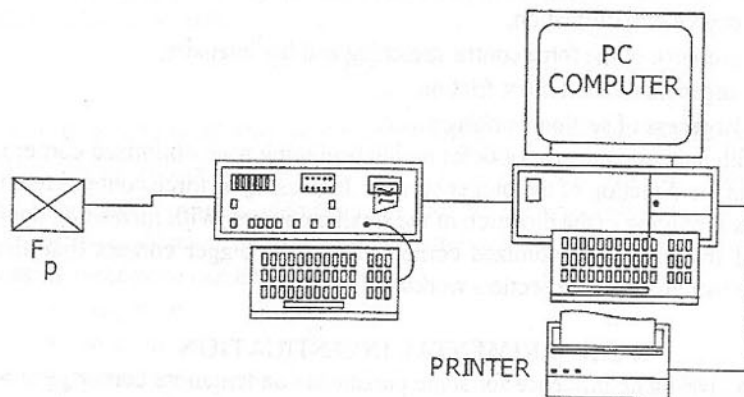


Fig. 3. Computers proportion chain with sensors

ner gradient of generator by working piece of tool-matrix. That result are present on figure 4÷7.

From that diagrams we see that is more suitable lubrication STPM in relation on lubrication NaCa150. Area of optimized corners for material that are using in experimental investigations is moving in diapason from 7÷9 degree. At aluminium optimize corner goes to value higher corner i.e. at small corner generator is impossible create pulling process.

7. CONCLUSION

On the basic of theoretical-experimental investigation we came to conclu-

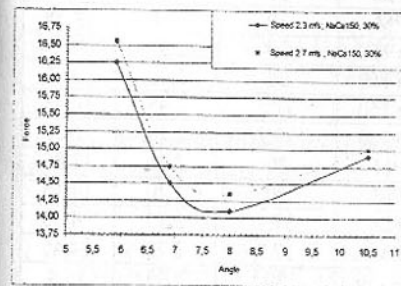


Fig. 4. Value of the corner gradient tool at lubrication with NaCa150 for C.0345

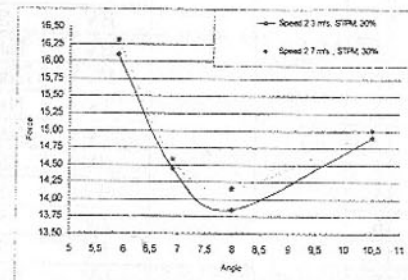


Fig. 5. Value of the corner gradient tool at lubrication with STPM for C.0345

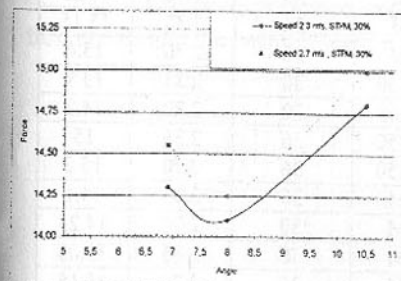


Fig. 6. Value of the corner gradient tool at lubrication with STPM for C.0145

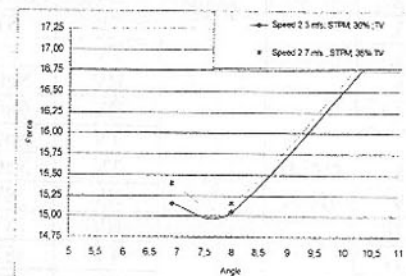


Fig. 7. Value of the corner gradient tool at lubrication with STPM for C.0145

sion that formula (2) doesn't satisfy regulation of optimize corner in engineering practice i.e. his retreat is for investigated materials smaller from 10%. Especial if are known characteristics lubricated material i.e. value coefficient friction μ .

Table 1.

Ord. num.	Material	working halfcorner α [°]	Material condition	Material for lubrication	Degree of deformation [%]	Pulling speed [m/sec]	Pulling force [kN]
1.	C.0345 (JUS)	5° 51' 33"	HV	NaCa 150	30	2.35	16.25
2.			HV	NaCa 150	30	2.70	16.56
3.			HV	STPM	30	2.30	16.10
4.			HV	STPM	30	2.70	16.30
5.		6° 51'	HV	NaCa150	30	2.30	14.50
6.			HV	NaCa150	30	2.70	14.75
7.			TV	STPM	37.7	2.35	15.55
8.			HV	STPM	30	2.35	14.45
9.		8°	HV	STPM	30	2.70	14.58
10.			HV	NaCa 150	30	2.35	14.1
11.			HV	NaCa 150	30	2.70	14.35
12.			TV	NaCa 150	37.7	2.35	16.45
13.			TV	NaCa 150	37.7	2.70	16.55
14.			HV	STPM	30	2.35	13.85
15.			HV	STPM	30	2.70	14.15
16.			TV	STPM	37.7	2.35	14.30
17.			TV	STPM	37.7	2.70	14.45
18.		10° 33' 35"	HV	NaCa 150	30	2.35	15.4
19.			HV	NaCa 150	30	2.70	15.7
20.			HV	STPM	30	2.35	14.9
21.			HV	STPM	30	2.70	15
1.	C.0145 (JUS)	6° 51'	HV	STPM	30	2.35	14.30
2.			HV	STPM	30	2.70	14.55
3.			TV	STPM	36	2.35	15.15
4.			TV	STPM	36	2.70	15.4
5.		8°	HV	NaCa150	30	2.35	13.9
6.			HV	NaCa150	30	2.70	14.2
7.			TV	NaCa150	36	2.35	15
8.			TV	NaCa150	36	2.70	15.2
9.			HV	STPM	30	2.35	14.1
10.			HV	STPM	30	2.70	14.25
11.			TV	STPM	36	2.35	15.05
12.			TV	STPM	36	2.70	15.15
13.		10° 33' 35"	HV	STPM	30	2.35	14.8
14.			HV	STPM	30	2.70	15.0
15.			TV	NaCa150	36	2.30	16.9
16.			TV	NaCa150	36	2.70	17.0
1.	Al 99.8%	6° 51'	HV	NaCa150	22.13	2.3	break
2.		8°	HV	STPM	22.13	2.3	2.7
3.		9°	HV	STPM	22.13	2.3	2.20

References: 1. Todić M., Kompleksna optimizacija procesa izvlačenja osnosimetričnih profila i zice, Magistarski rad, Banja Luka 1992. 2. Trbojević I., Prilog istraživanju optimalnih geometrijskih parametara konusno-konvergentnog alata za obradu metala vucenjem, Magistarski rad, Novi Sad, 1984. 3. Jurković M. i dr., Istraživanje tehnologije i konstrukcije-izrade i ispitivanja prototipa deformacione masine za proizvodnju osnosimetričnih profila, Masinski fakultet Banjaluka, 1982. 4. Hajk G. S., Instrument dlja volocenije provolki, Moskva, 1974.

Статья поступила в редакцию 16.06.2001 г.

COMPARATIVE EVALUATION OF BILEAFLET HEART VALVES PERFORMANCE

Wojnarowski Józef (Silesian Technical University, Gliwice, Poland)

Mirola Kryspin (Łódź Technical University, Branch in Bielsko-Biała, Poland)

1. Motivations

Replacement of heart valve is now commonplace in modern medicine. The artificial heart valve successfully removes natural valve defects as causes of hearts insufficiency. However, its performance has never reach the level comparable to the natural valve. Many of patients suffer from consequences of valve thrombosis or embolus, anticoagulant-related haemorrhage. As an example on the fig. 1 has been presented bar graph depicting freedom from the device thrombosis and the haemorrhages.

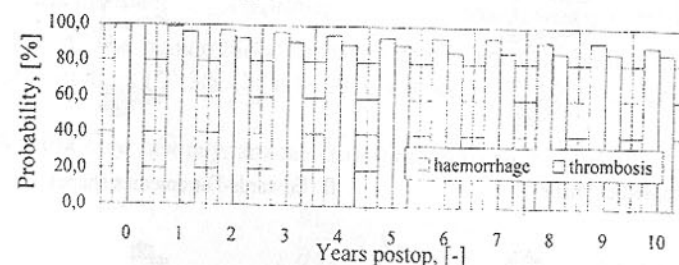


Fig.1. Patients free of the haemorrhage and device thrombosis
These serious medical problems are always connected with hemodynamic sphere of artificial valve functionality.

2. Methods of hemodynamics evaluation of valve prosthesis

We have two basic methods of evaluation of artificial valve hemodynamics. The main difference between these methods lies in form of model and manner of information acquisition.

Virtual models based on numerical methods give fully information on mi-

macroscopic level of flow evolution. It makes a valuable tool of design and valve improvement. Contrary to these, experimental methods give global and macroscopic characteristics and rather appropriate to quality testing.

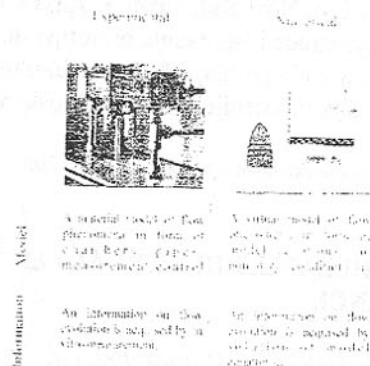


Fig. 2. Methods of hemodynamics evaluation

2. Phenomenological model of flowing blood

Phenomenological model of blood flow in a neighbourhood of artificial valve are defined by geometry, fluid properties, and transport equations (together with boundary conditions).

Geometry of considered flow problem are described by artery geometry (accordingly to anatomical data) artificial valve geometry (given by manufacturer). In this work geometrical configuration of mechanical prostheses are chosen accordingly to manufacturers' catalogues. Figure 3 shows the basic geometry parameters used in the numerical simulations.

A (St.Jude Medical shape)

B (ATS Medical shape)

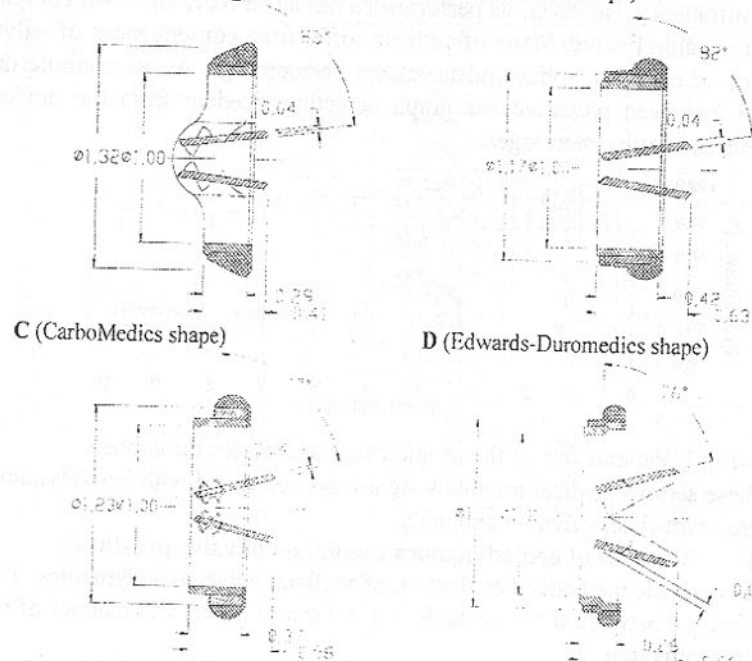


Fig. 3. Various geometrical configuration of bileaflet heart valve prostheses

The human blood is a colloidal liquid with constant density ($\rho=1050...1060 \text{ kg/m}^3$), and complex rheological properties. In present work Walburn-Schneck apparent viscosity empirical model has been used, [3,5]

$$\eta_a = c_1 e^{c_2 H + c_4 \frac{TPMA}{H^2} \dot{\gamma} - c_3 H}, \quad (1)$$

where $H[\text{ml}/100\text{ml}]$ –hematocrit, $TPMA[\text{g}/100\text{ml}]$ –proteins level, and $c_1=0.000797$, $c_2=0.060800$, $c_3=0.004990$, $c_4=145.850$ are empirical constants.

The complex exponential form (1) together with the indicated set of constants c_1, c_2, c_3, c_4 makes it possible to obtain correlation on level 90% for the system $(\eta_a - \dot{\gamma})$. The figure (4) presents changes in a viscosity coefficient, in dependence of hematocrit H and $TPMA$, for several selected shear rates $\dot{\gamma}$ levels. We can observe the increase of viscosity coefficient with $TPMA$, and particularly hematocrit H , in dependence to decrease of shear rate values $\dot{\gamma}$.

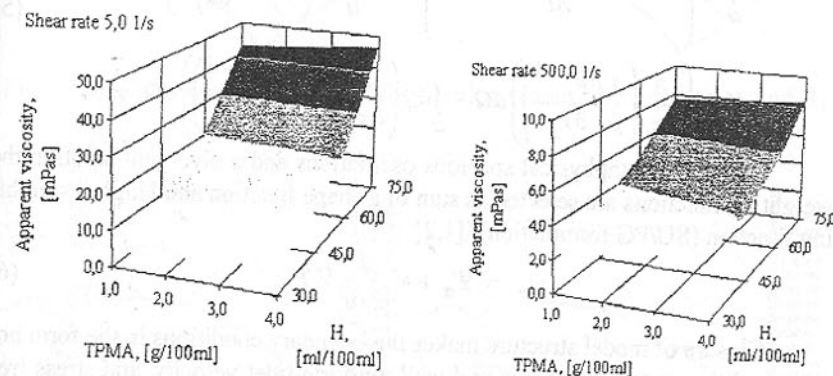


Fig. 4. The human blood viscosity coefficient distribution in dependence of hematocrit ($H=30...75 \text{ ml}/100 \text{ ml}$), proteins ($TPMA=1...4 \text{ g}/100 \text{ ml}$)

An arbitrary hemodynamical flow problem can be described in terms mass

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (2)$$

and momentum balance equations

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\delta_{ij} p + \frac{\eta_a}{\text{Re}} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right) = 0 \quad (3)$$

in dimensionless form, [4].

Equation system (2) and (3) together with constitutive equation (1) make structure of phenomenological model of blood flow in a neighbourhood of a heart valve prosthesis.

3. Numerical model formulation

The numerical model has been established on a base of finite element and weighted residual approach. We receive for mass and momentum equations coupled by penalty function method, [1]

$$\int_{\Omega} w_{\alpha} \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\delta_{ij} \lambda \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \frac{\eta_a}{\text{Re}} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right) d\Omega = 0, \quad (3)$$

where w_{α} is weight function. Spatial discretisation has been performed by linear combination of nodal values $U_{i\alpha}$ and shape functions Φ_{α} as

$$u_i = U_{i\alpha} \Psi_{\alpha}. \quad (4)$$

Discretisation in time domain has been obtained by implicit two-step scheme

$$\int_{\Omega} w_{\alpha} \left(\frac{\frac{3}{2} \tilde{u}_i^{[n+1]} - 2 \tilde{u}_i^{[n]} + \frac{1}{2} \tilde{u}_i^{[n-1]}}{\Delta t} \right) d\Omega + \int_{\Omega} w_{\alpha} \left(\tilde{u}_j^{[n+1]} \frac{\partial \tilde{u}_i^{[n+1]}}{\partial x_j} \right) d\Omega - \quad (5)$$

$$\int_{\Omega} w_{\alpha} \left(\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\lambda}{\rho} \frac{\partial \tilde{u}_i^{[n+1]}}{\partial x_j} \right) \right) d\Omega - \int_{\Omega} w_{\alpha} \left(\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\eta_a}{\rho} \frac{\partial \tilde{u}_i^{[n+1]}}{\partial x_j} \right) \right) d\Omega = 0$$

To avoid an unphysical spurious oscillations and a divergent solution the weighting functions are selected as sum of a shape function and Hughes weighting function (SU/PG formulation), [1,2]

$$w_{\alpha} = \Psi_{\alpha} + \kappa \frac{\tilde{u}}{|\tilde{u} \cdot \tilde{u}|} \nabla \Psi_{\alpha}. \quad (6)$$

Closure of model structure makes the boundary conditions in the form no-slip condition at the prostheses and wall, uniform inlet velocity, and stress free outlet condition.

4. Results for velocity fields and discussion

Numerical experiments has been performed on assumption that flowing blood is characterised by hematocrit number $H=43.0$ ml/100 ml, proteins level as $TPMA=2.5$ g/100 ml, and density $\rho=1.055$ g/cm³. On figures 5 and 6 have been presented obtained velocity field distributions.

Obtained results for dimensionless gradients of spatial changes in velocity fields $grad(\sqrt{u_i \cdot u_i})$ and $d_{12}=d_{21}$ component of rate of deformation tensor are presented in next figure 7.

In prevalent opinion increase of opening angle gives better hemodynamical characteristics. It is fully confirmed by results for valve A and C. However this tendency is not obvious if we consider valve D and C or D and B. Valve D as valve C has opening angle less than 80° but it gives considerably smaller values of gradients and deformation. Based upon the above discussed results we

can draw a conclusion that there must be another parameter responsible for changes in hemodynamical quality. We suggest that location of pivoting axis in relation to valve ring is a missing parameter. Displacement of the pivoting axis in the flow direction significantly decreases selected values of the hemodynamical parameters.

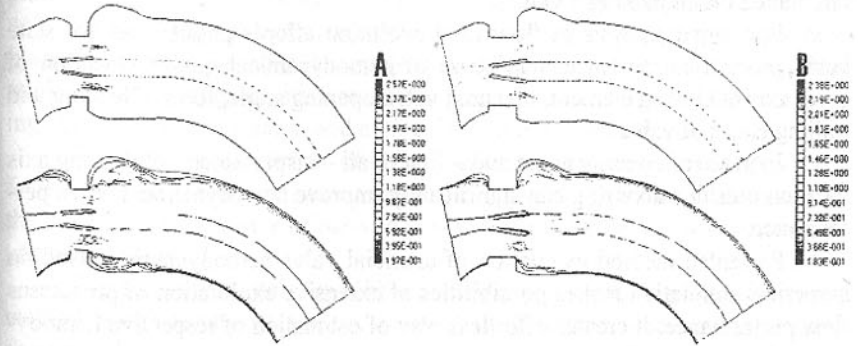


Fig.5. Dimensionless velocity field distribution (valve configuration A and B)

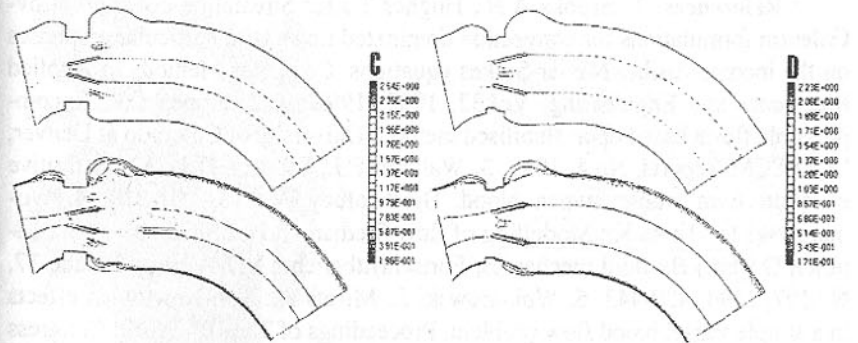


Fig.6. Dimensionless velocity field distribution (valve configuration C and D)

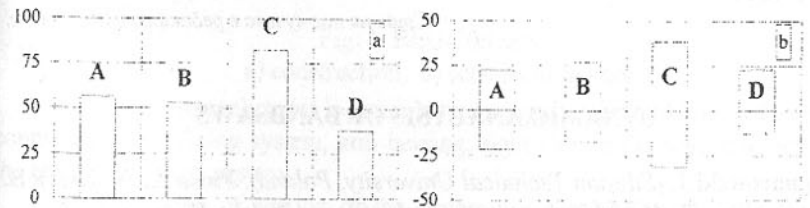


Fig.7. Valve geometry versus dimensionless:

a) gradients of spatial changes in velocity fields; b) $d_{12}=d_{21}$ component of rate of deformation tensor

5. Conclusions

The analysis of hemodynamical sphere of an aortic artificial valve performance makes an important element of analysis and valve construction improvement. The evolution of physical fields, which describe the flow, in a decisive way affects unfavourable processes observed after implantation artificial circulation organ like heart valves.

Performed analysis of flow field evolution affords possibilities for state basic geometrical parameters in sense of hemodynamical quality: location of pivot axis of closing element, maximal valve opening angle, form of leading and trailing edges of valve.

Increase of opening angle and – first of all – displacement of pivoting axis location outside valve ring can significantly improve hemodynamical valve performance.

Presented method evaluation of artificial valve hemodynamics based on numerical simulation makes possibilities of extensive exploration of prostheses flow performance. It creates effortless way of estimation of respective hemodynamical properties of the artificial valve.

References: 1. Brooks A.N., Hughes T.J.R.: Streamline upwind/Petrov-Galerkin formulations for convection dominated flows with particular emphases on the incompressible Navier-Stokes equations. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol.32, 1982, 199-259. 2. Franca L.P.: Incompressible flows based upon stabilised method. University of Colorado at Denver, UCD/CCM Reports, No.4, 1993. 3. Walburn F.J., Schneck D.J.: A constitutive equation form whole human blood. *Biorheology*, Vol.13, 201-210. 4. Wojnarowski J., Mirola K.: Modelling of flow field around artificial valves. In: Lipesch D. (Ed.) *Biofluid mechanics*, Fortschrittberichte VDI-Verlag, Reihe 17, No.107, 1994, 429-443. 5. Wojnarowski J., Mirola K.: Non-Newtonian effects in a simple vessel blood flow problem. *Proceedings of The 10th World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms*, Oulu, Finland, Vol.5, 1999, 1841-1846

Статья поступила в редакцию 01.06.2001 г.

DYNAMIC ANALYSIS OF BANDSAWS

Wojnarowski J. (Silesian Technical University, Poland), Plosa J., Wojciech S. (Lodzian Technical University, branch office in Bielsko-Bialo, Poland)

This paper provides the dynamic analysis of a handsaw. The mathematical model of the system uses the rigid finite element method. The model is applied

for numerical calculations in the analysis of free vibrations of the system and forced vibrations caused by the frame of the saw and material.

The subject of analysis is the BEG-200 handsaw (Fig. 1a) produced by the Bielsko Machine Tool Company; it is designed for cutting bars, pipes and sections made of steel, iron and non-ferrous metals. Material cutting occurs in a plane perpendicular to the axis of the material or at any angle between 0° and 45°. The arm of the saw is an aluminum alloy casting. Steady stress of the band blade is ensured by using disk springs to stretch the belt. The saw drive is a two-stroke induction engine with a reduction gear. The saw is equipped with a cooling system to reduce friction and extract heat from the work space.

The mechanical systems of the arm and base are subject to reciprocal effects of vibrations, which cause uneven sawing, deterioration in the quality of the cut and even breakage of parts. A saw with a similar design was analyzed in papers [1], [2] and [3].

The dynamic model (Fig. 1b) was made by using the rigid finite element method which treats the saw as a set of rigid bodies connected by spring-damping elements.

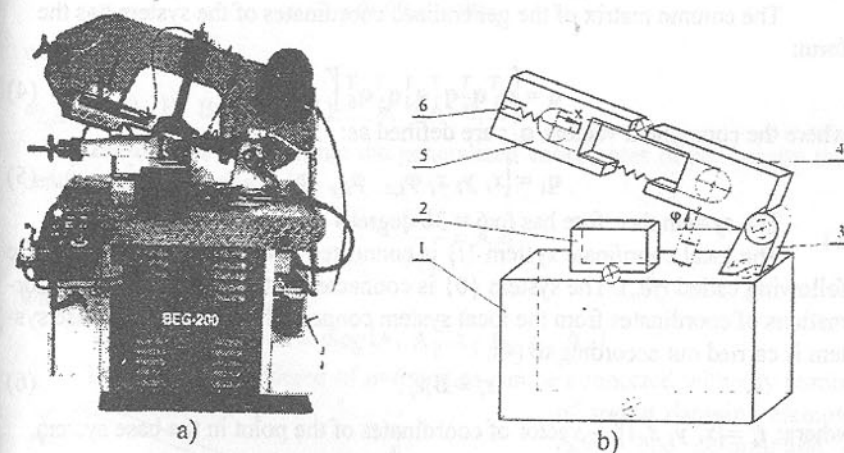


Fig. 1. BEG-200 saw

a) construction, b) scheme of the saw

In the system analyzed it is possible to distinguish six rigid bodies flexibly connected: base, fixing system, arm bearing, right side of the arm, left side of the arm, belt tension system.

The equations of motion of the system are derived from the Lagrange equations of the second order and have the following form in the case considered:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{kj}} - \frac{\partial T}{\partial q_{kj}} + \frac{\partial V}{\partial q_{kj}} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_{kj}} = Q_{kj}, \quad k, j = 1, \dots, 6, \quad (1)$$

or

$$\varepsilon_{kj} + \frac{\partial V}{\partial q_{kj}} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_{kj}} = Q_{kj} \quad (2)$$

where T - kinetic energy of the system,
 V - potential energy of the system,
 D - dissipation of energy of the system,
 Q - non-potential generalized forces,

$$\varepsilon_{kj} = \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{kj}} - \frac{\partial T}{\partial q_{kj}}.$$

In the model considered the kinetic energy is described by the relation:

$$T = \sum_{i=1}^n T_i, \quad (3)$$

where T_i - kinetic energy of the i -th body in Fig. 1b

The column matrix of the generalised coordinates of the system has the form:

$$\mathbf{q} = [\mathbf{q}_1^T \mathbf{q}_2^T \mathbf{q}_3^T \mathbf{q}_4^T \mathbf{q}_5^T \mathbf{q}_6^T]^T, \quad (4)$$

where the component vectors $\mathbf{q}_i$ are defined as:

$$\mathbf{q}_i = [x_i \ y_i \ z_i \ \varphi_{i,x} \ \varphi_{i,y} \ \varphi_{i,z}]^T. \quad (5)$$

The system therefore has $6 \times 6 = 36$ degrees of freedom.

The local coordinate system $\{i\}$ is connected with the subsystem i (in the following called rfe_i). The system $\{0\}$ is connected with the base. The transformations of coordinates from the local system connected with rfe_i to the base system is carried out according to (4);

$$\mathbf{r}_i = \mathbf{B}_i \mathbf{r}_i', \quad (6)$$

where: $\mathbf{r}_i = [x_i \ y_i \ z_i \ 1]^T$ - vector of coordinates of the point in the base system,

$\mathbf{r}_i' = [x_i' \ y_i' \ z_i' \ 1]^T$ - vector of coordinates of the point in the local system,

$\mathbf{B}_i$ - transformation matrix.

If we assume that angles $\varphi_{i,x} \ \varphi_{i,y} \ \varphi_{i,z}$ for $i=1, \dots, n$ are small, matrices $\mathbf{B}_i$ are written as follows:

$$\mathbf{B}_i = \begin{bmatrix} 1 & -\varphi_{i,z} & \varphi_{i,y} & x_i \\ \varphi_{i,z} & 1 & -\varphi_{i,x} & y_i \\ -\varphi_{i,y} & -\varphi_{i,x} & 1 & z_i \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (7)$$

After differentiation of equation (6) with respect to time we obtain:

$$\dot{\mathbf{r}}_i = \dot{\mathbf{B}}_i \mathbf{r}_i'. \quad (8)$$

Kinetic energy rfe_i can be defined as:

$$T_i = \frac{1}{2} \int_{m_i} \dot{\mathbf{r}}_i^T \dot{\mathbf{r}}_i dm_i = \frac{1}{2} \text{tr}(\dot{\mathbf{B}}_i \mathbf{H}_i \dot{\mathbf{B}}_i^T), \quad (9)$$

where $\mathbf{H}_i = \int_{m_i} \mathbf{r}_i' \mathbf{r}_i'^T dm_i$ is the (symmetrical) matrix of the masses of the rigid elements.

After necessary transformation the following is obtained:

$$\varepsilon_{kj} = \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{kj}} - \frac{\partial T}{\partial q_{kj}} = \mathbf{A}_i \ddot{\mathbf{q}}_i, \quad (10)$$

where $\mathbf{A}_i = (a_{i,jk})_{j,k=1}^6$

$a_{i,jk} = \text{tr}(\mathbf{B}_{ij} \mathbf{H}_i \mathbf{B}_{ik}^T)$ for $i=1, \dots, n; j, k=1, \dots, 6$

Taking into account that the generalized coordinates of rfe 1- n are independent, we can write:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_{kj}} - \frac{\partial T}{\partial q_{kj}} = \mathbf{A}_i \ddot{\mathbf{q}}_i, \quad (11)$$

where $\mathbf{q}$ - defined in (5),

$$\mathbf{A} = \text{diag}\{\mathbf{A}_1 \ \mathbf{A}_2 \ \mathbf{A}_3 \ \mathbf{A}_4 \ \mathbf{A}_5 \ \mathbf{A}_6\}$$

The system considered of $n=6$ bodies can be connected with any number

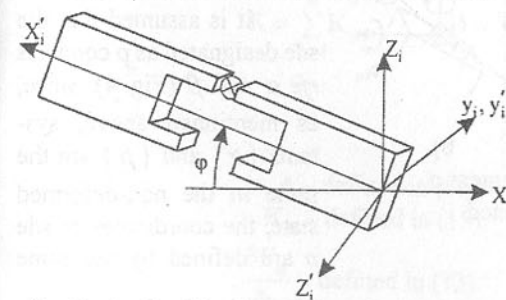


Fig. 3. Angle of incline of the axis of the arm

of spring damping elements (sde). The deformation of these elements and the forces of gravity determine the potential energy of the system considered.

Before determining the potential energy of the forces of gravity and deformation of sdes it is important to consider the method

of determining the systems of coordinates of rfe 1- n . It is assumed that the ori-

gins of all systems of coordinates $\{i\}$ ($i=1, \dots, n$) are the same as the origin of the base system $\{0\}$.

For a non-deformed system too, the axes of the systems of coordinates $\{0\}$ - $\{n\}$ are identical.

The potential energy of the forces of gravity is defined by the formula:

$$V_g = \sum_{i=1}^n V_{ig}, \quad (12)$$

where V_{ig} - is the potential energy of the rfe_i.

The derivatives $\frac{\partial V_{ig}}{\partial q_i}$ can be written in the following form:

$$\frac{\partial V_{ig}}{\partial q_i} = \begin{bmatrix} \frac{\partial V_{ig}}{\partial q_{i1}} \\ \vdots \\ \frac{\partial V_{ig}}{\partial q_{i6}} \end{bmatrix} = m_i g \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} B_{i1} \\ B_{i2} \\ \vdots \\ B_{i6} \end{bmatrix} r'_{ic}, \quad (13)$$

where m_i - mass of the rfe_i,

g - acceleration of gravity,

r_{ic} - vector of the center of the mass of rfe_i

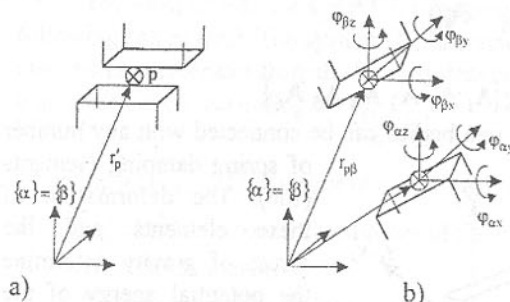


Fig. 4. Spring-damping element p
a) non-deformed, b) deformed

vector in r'_p .

The energy of spring deformation of sde p is calculated according to the formula:

r'_{ic} - vector of the coordinates of the center of the mass of rfc_i with respect to the system $\{i\}$,
 B_i - defined in (7).

It is assumed that the sde designated as p connects rfe α and β (Fig. 4). Since, as mentioned above, systems $\{\alpha\}$ and $\{\beta\}$ are the same in the non-deformed state, the coordinates of sde p are defined by the same

$$V_{p,s} = \frac{1}{2} [q_\alpha - q_\beta]^T C_p [q_\alpha - q_\beta]. \quad (14)$$

Using relation (14) we obtain:

$$\frac{\partial V_{p,s}}{\partial q} = K_p q, \quad (15)$$

where

$$K_p = \begin{bmatrix} 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ & \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & \\ 0 & \dots & C_p & \dots & 0 & \dots & -C_p & \dots & 0 \\ & \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & \\ 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \\ & \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & \\ 0 & \dots & -C_p & \dots & 0 & \dots & C_p & \dots & 0 \\ & \vdots & & \vdots & & \vdots & & \vdots & \\ 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \begin{matrix} \\ \\ -\alpha \\ \\ \\ -\beta \\ \\ \end{matrix}$$

The energy of spring deformation of all sdes is defined thus:

$$V_s = \sum_{p=1}^m V_{p,s}, \quad (16)$$

where m - number of spring-damping elements in the system.

Finally, the equations of equilibrium can be written as follows:

$$A\ddot{q} + Kq + D = 0, \quad (17)$$

where

$$K = \sum_{p=1}^m K_p, \quad D = \begin{bmatrix} \frac{\partial V_{lg}}{\partial q_1} \\ \vdots \\ \frac{\partial V_{ng}}{\partial q_n} \end{bmatrix},$$

A - defined in (11),

K_p - defined in (15),

$\frac{\partial V_{lg}}{\partial q_i}$ - defined in (13).

From equation (17) we can obtain (after omitting vector D) equations leading to definition of the frequency and forms of free vibrations:

$$\det(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{A}) = 0. \quad (18)$$

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{A}) \phi_i = 0. \quad (19)$$

When analyzing forced vibrations, generalized forces may occur on the right side of the equation (17).

Therefore the paper presents the model of a saw as a system of rigid bodies connected with spring elements. The mathematical model is obtained from the Lagrange equations of the second order. Using the formulae obtained, a computer program has been elaborated to calculate free and forced vibrations of the saw. Results of computer simulation will be presented at the conference.

References: 1. Wang K.W., Mote C.D. Jr. Vibration coupling analysis of band/wheel mechanical systems. J Sound and Vibration 1986: 109: pp.237-258. 2. Mote C.D. Jr. Dynamic stability of an axially moving band. J of the Franklin Institute 1968; 285: 329-346. 3. Wojnarowski J., Wojciech S, Dynamic Analysis of Bandsaws by the Method of RigidFinite Elements. Machine Vibration 1993; 2: pp. 144-149. 4. Craig J.J., Introduction to Robotics. Addison-Wesley Publishing Company. Massachusetts. 1988

Статья поступила в редакцию 01.06.2001 г.

A RELIABILITY MONITORING SYSTEM USING THE VIBRATION FOR ELASTIC SUPPORTS AT MILLING MACHINES

Zichil V., Pintilie G., Simionescu G., Ciucescu D.

(University of Bacau, Engineering Faculty, Bacau, Romania)

Milling machines are known as an important source for noise and vibrations in industry. That's way, improving the systems which are between the machines and the foundation, can improve work conditions. Actually, the appreciation of the moment of changing the elastic jack placed between the machine and the foundation is made specially by optical observation. There are many cases when, optically the jacks are in a proper stage but, due to the damage of the characteristics of rubber, the vibrations are transmitted at the foundation in an increased level, over the comfort limit. The authors propose in this paper an easy system of diagnose for the stage of the rubber characteristics, with the purpose to determine the right moment of the elastic jacks replacement, which has to be done for the workers comfort.

1. Introduction

Milling machines are known as an important source of vibrations for the function mode: due to the high mass of the moving elements, the damper of the twist vibrations is very exposed. An usual milling machine works at the lowest

regime at about 600 rotations per minute (r.p.m.). Increasing this regime, we create the possibility to appear a very strong vibration movement, which can be compensated only by the rubber jacks.

In the rubber jacks technique, there are some importance parameter, which must be respected an permanently verified. The capacity of the jacks to absorb shock and vibrations is mainly give by the carrying force. Into all this phenomena, it's very important to consider the alterations which appears at the attach and vulcanisation process.

The literature offers a few characteristics of the rubber, which can be taken as bases for the quality appreciation of the rubber jacks in the dynamic long-time stress, but those parameters are very difficult to measure, without to dismantle the rubber jacks from the chassis (tab. 1.1).

Table 1.1.

The parameter		Rubber durity ["Sh (A)]						
		30	40	45	50	60	65	70
Typical deformation %	shearing	20	17	15	13	12	11	10
	compression	5 - 10						
Permissible compression strength	$\Phi = 0,25$	2	2,5	2,7	4,5	6	7	7,5
	$\Phi = 0,50$	4	4,5	5,3	6	7,5	8	9,5
	$\Phi = 0,75$	5,5	6	6,5	7,5	9	10	11
	$\Phi = 1,00$	7,2	7,5	10	12	13	14	15
	Permissible shearing strength	1	1,2	1,7	2	2,3	3,0	3,5

where Φ is the form coefficient.

2. Mathematical model

The mathematical model is a prisma. It is based on a prismatic jack of vulcanised rubber, with dimensions $a \times b \times c$. The rubber jack is vulcanised on two metallic plates, which can take the carrying force P , being stressed only in the field of small deformations ($\epsilon < 0,2$). The relation between the geometrical parameters, mechanical magnitudes and stress elements is:

$$P = \frac{\beta_2 E_{st} S x}{h_0} \quad (2.1)$$

where β_2 is the coefficient of "marginal effect".

$$\beta_2 = \frac{1 + \frac{1}{3}v^2 - (2 + v^2)^2}{3(4 + u^2 + v^2)} \quad (2.2)$$

and:

$$u = \frac{a}{h}; \quad v = \frac{b}{h} \quad (2.3)$$

the form coefficient Φ is:

$$\Phi = \frac{ab}{2(a+b)h} \quad (2.4)$$

or, relying on the abstract magnitudes u, v , it's possible to write:

$$\Phi = \frac{\frac{1}{2}uv}{u+v} \quad (2.5)$$

It is possible to check up the rubber jack at the stress conditions in two ways:

a). when the force P is known but the rubber characteristics are unknown:

$$\sigma_{ef} = \frac{P}{S} \leq \sigma_a \quad (2.6)$$

or,

b). when the characteristics of the rubber are known but the force P is unknown:

$$\sigma_{ef} = \frac{\beta_2 E_{st} x}{h_0} \leq \sigma_a \quad (2.7)$$

As final results, we can find the proper dimensions as:

$$a+b \geq \frac{P}{ah\Phi\sigma_a} \quad (2.8)$$

with stress and deformability conditions:

$$\epsilon = \frac{P}{\beta_2 E_{st} S} \leq \epsilon_a \quad (2.9)$$

$$\sigma = \beta_2 E_{st} \epsilon \leq \sigma_a \quad (2.10)$$

where S is the section of the transversal section.

The authors recommend for β_2 the following calculate methods:

$\beta_2 = 1$, for $u < 1$ and $v < 1$

$$\beta_2 = 1 + \frac{1}{3}v^2 - \frac{(2+v)^2}{3(4+u^2+v^2)} \text{ for } u > 1; v > 1 \quad (2.11)$$

$$\beta_2 = \frac{2}{3} + \frac{1}{6}u^2 \text{ for } u = v \quad (2.12)$$

$$\beta_2 = 1 + \frac{1}{3}u^3 \text{ for } u > v \quad (2.13)$$

3. Experimental device and results

Hardware part is composed – as shown in figure 3.1 – of an accelerometer characterised by a sensitive smaller as 5mV/ms^{-2} , a PC computer with an analogue impute board type AX5210-PG, an oscilloscope, a video camera and a vibrometer type N 2103. Tests was made upon cars, microbuses and trucks, all equipped by DI Diesel engines.

To obtain an optimal signal for the analogue impute board, the authors was forced to obtain firstly a basis signal, which was corrected with a high band filter. Due to the necessity to eliminate the out-range values, we've considered an evaluate, subsequent mediated in time.

A group of tests was made upon new rubber jacks mounted on small, medium and large new milling machines, another-one for those three categories of milling machines at the half life-time and finally, a group of tests was made at the end life-time for those milling machines (based evaluation of life-time was technical using guides for each machine). A better comparison possibility appears if we presents those results one after another, for different using periods.

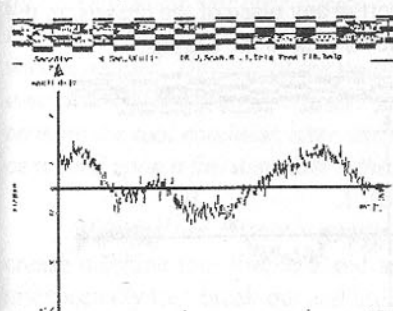


Fig. 3.3. New rubber jack; small machine

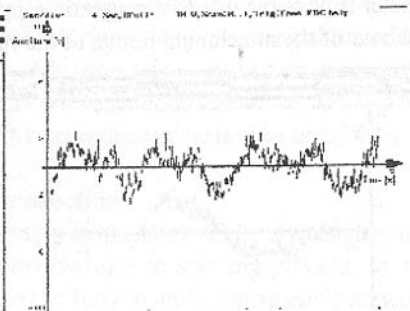


Fig. 3.4. New rubber jack, medium machine

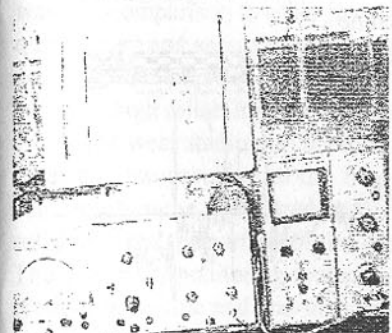


Fig. 3.1. Hardware device

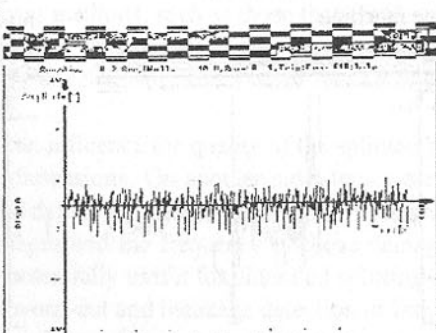


Fig. 3.2. Basic signal

Figure 3.2, presents the basic signal obtained in ideal test conditions. Figure 3.3, 3.4 and 3.5 are obtained by testing new rubber jacks at a small, medium,

respectively at a large milling machine. As is aspect, at new jacks, at trucks we can observe the biggest amplitude at the vibration moving. At small and medium machines, the comfort limits are almost the same, so the level of vibrations and noise are sensible equally.

Even at large milling machines, the level of vibrations give the possibility to have a very good comfort degree.

The figures 3.6, 3.7 and 3.8 are obtained for a small machine which has functioned 1.000 hours, a medium machine after 1.500 hours of running, respectively for a large milling machine after 8.000 hours of running.

4. Conclusions and limitations

In all the analysed cases, if the amplitude is rising over the value of 6 V, the vibrations are pregnant in the cockpit, damaging the driver comfort (even for minibuses or trucks). The main limit of the sister is the existence in any test service of a computer endowed with an analogue impute board type AX5210-PG or something compatible, an accelerometer characterised by a sensitive smaller as 5mV/ms^{-2} , an oscilloscope, and a vibrometer. The attach of the accelerometer is possible due to a magnetic support in any place of the chassis, in the neighbour of the attachment points of the rubber jack to the chassis.

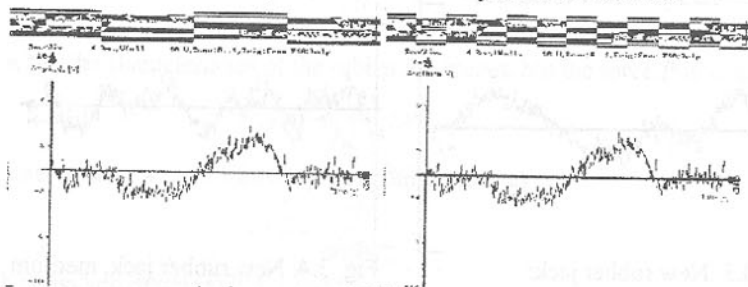


Fig. 3.5. New rubber jack large machine

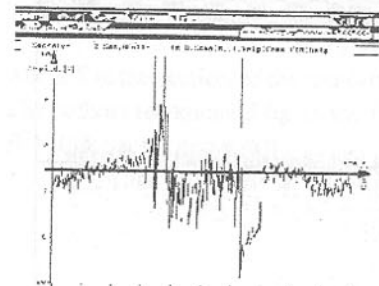


Fig. 3.7. Used rubber jack, medium machine

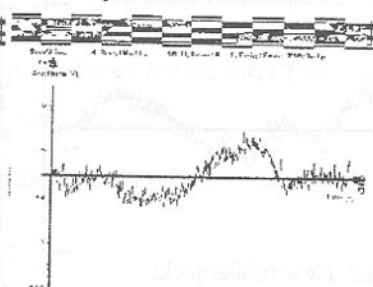


Fig. 3.6. Used rubber jack, small machine

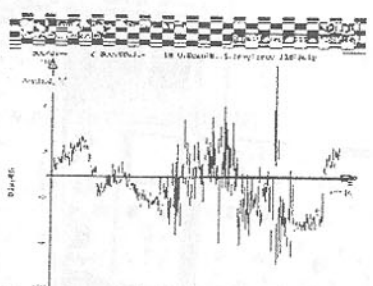


Fig. 3.8. Used rubber jack, large machine

References: 1. Cho, D. W., On-line monitoring of tool breakage in face milling using a self organised neural network, 1995, Journal of Manufacturing System, 14, 80-90. 2. Polidor, B., Sisteme elastice de rezemare pentru masini si utilaje, 1990, Editura Tehnica, Bucuresti, Romania. 3. Gafitanu, M., s.a. Diagnosticarea vibroacustica a masinilor si utilajelor, 1989, Editura Tehnica, Bucuresti, Romania.

Статья поступила в редакцию 05.06.2001 г.

TOOLS RELIABILITY EVALUATION SYSTEM USING THE A VIBRATION MONITORING SYSTEM

Zichil V., Pintilie G., Simionescu G., Ciucescu D.
(University of Bacau, Engineering Faculty, Bacau, Romania)

An on-line and in-process based monitoring system to detect tools reliability via an accelerometer was developed and successfully evaluated in a splitting operation. Prior to test and evaluate the tool wearing conditions, a simulation model was developed. Transfer of the on-line vibration signal to the frequency domain employed the fast Furrier transfer function, and set thresholds were used to determine the tool condition after various experimental tests. The tests, were concentrated upon a full automate lathe.

1. Introduction

With the use of tool wear detection in machine tools, it was able to increase machine tool life, to avoid autovibrations in splitting process, to avoid unexpectedly tool break-out and utilise the fully manufacturing environment. In the absence of a tool monitoring system, automation of such a process would be impossible. Experimental set-up can be divided in two parts: hardware and software. In comparison to other in-process methods, such as those that employ dynamometers and acoustic emission sensors, the proposed system is easy to set up and does not require changing of the mechanism. The system has additional benefits: high reliability and low cost.

The wear stadium of the tool, can influence the quality of the splinted surfaces and the accuracy of the final dimensions. On another side, tool wearing can decide on the split speed, lead and depth, but in the same range, the machine reliability, the proportion of the damages and the frequency of those damages. Thus, the new monitoring system is potentially useful for untended splitting operations in on-line and real-time tool worn-out and breakage detection in linked-cell manufacturing systems.

Literature shows a simple table with the maximum of the amplitude of diverse machine-tools (tab. 1.1).

Table 1.1.

No.Crt.	Machine- tool type	Max. amplitude [mm]
1.	Planing machine	0,35
2.	Lathes, milling machines	0,03
3.	In-polisher machines	0,05
4.	Press-machines	0,09

2. Mathematical model

The mathematical model is based on a two liberties degree system. It is supposed that the material which has to be split is an absolute stiff part, and the tool with the support and the cinematic succession were reduced at one material point, hanged by two elastic bundle.

Upon the two stress directions, X_1 and X_2 , with the mass "m" and elastically constants " k_1 ; k_2 ", damping constants " c_1 ; c_2 ", the movement equation is:

$$m\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 = (-rx_1 \cos \alpha + rx_2 \sin \alpha)(\beta - \alpha) \quad (2.1)$$

$$m\ddot{x}_2 + c_2\dot{x}_2 + k_2x_2 = (-rx_1 \cos \alpha + rx_2 \sin \alpha)(\beta - \alpha) \quad (2.2)$$

with solutions as:

$$x_1 = A_1 e^{\lambda t}; \quad x_2 = A_2 e^{\lambda t} \quad (2.3)$$

If we note that:

$$\varepsilon_1 = \sin \alpha \sin(\beta - \alpha); \quad \varepsilon_2 = \cos \alpha \cos(\beta - \alpha) \quad (2.4)$$

$$k_1 = k_0; \quad k_2 = nk_0; \quad s = \frac{r}{k_0} \quad (2.5)$$

for an optimal splitting process, is necessary that:

$$\frac{k_0^2}{m^2}(n - s\varepsilon_1 + ns\varepsilon_2) > 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{c_1 k_0}{m^2}(n - s\varepsilon_1) + \frac{c_1 k_0}{m^2}(1 + s\varepsilon_2) > 0 \quad (2.7)$$

$$\frac{k_0}{m}[1 + n + s(\varepsilon_2 - \varepsilon_1)] + \frac{c_1 + c_2}{m^2} > 0 \quad (2.8)$$

$$\frac{c_1 + c_2}{m} > 0 \quad (2.9)$$

Into an ideal case, $\beta < \alpha < 90^\circ$, and all the four conditions are carried-out. In the matter-of-fact, $\alpha < \beta < 90^\circ$ and the worst situation appears when $\alpha = \beta/2$. Different tests, has shown the dependence between force, noise and an electrically output at a new tool and to a used one.

3. Experimental device and results

Hardware part is composed – as shown in figure 3.1 – of an accelerometer characterised by a sensitive smaller as 5mV/ms^{-2} , a PC computer with an analogue impute board type AX5210-PG, an oscilloscope, a video camera and a vibrome-

ter type N 2103. Tests was made upon a fully automatic lathe, type Mazak (fig. 3.2).

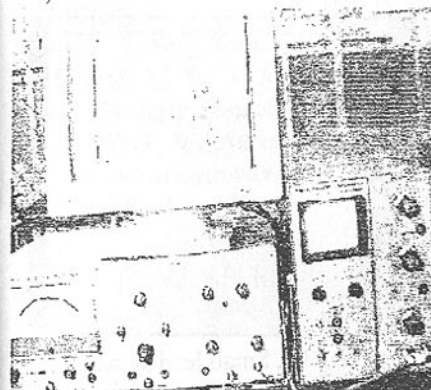


Fig. 3.1. Hardware part



Fig. 3.2. Test device

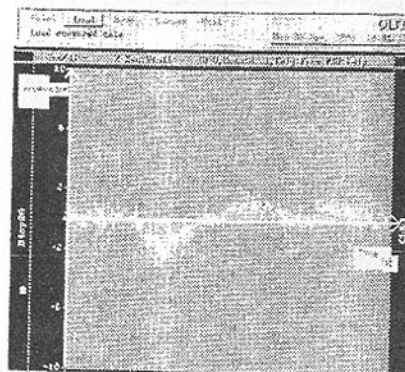


Fig. 3.3. New tool signal

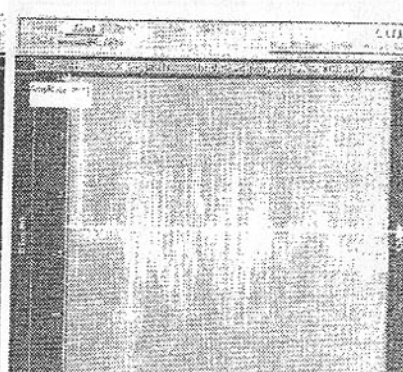


Fig. 3.4. Damaged tool signal

Figure 3.3. provides a diagram of the experimental set-up, using a new tool, in normal working conditions. Based on this diagram, considered correctly from the point of view of splitting process, a conclusion was possible. All tests that was driving through this process, by changing the splitting parameters, has to obtain the diagram for each typically process. That's why, the authors forward presents a succession of diagrams obtained for different splitting conditions. The diagrams are presented in the order that was obtained, using different row materials, starting with soft steel, ending with hard steel.

Based upon the different splitting conditions, the authors was able to filter, from the vibrations spectrum those which are typically for the proper throb.

The explanation for the next five figures is: figure 3.4.- splitting process using a damaged tool; figure 3.5.- splitting process using a damaged tool, working with high lead; figure 3.6.- splitting process using a damaged tool, working with small lead; figure 3.7.- start splitting process in a soft steel; figure 3.8.- start

splitting process in hard steel.

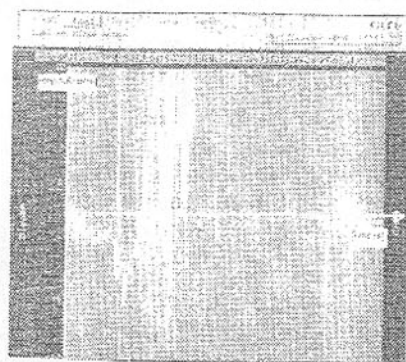


Fig. 3.5. Signal from a broken tool

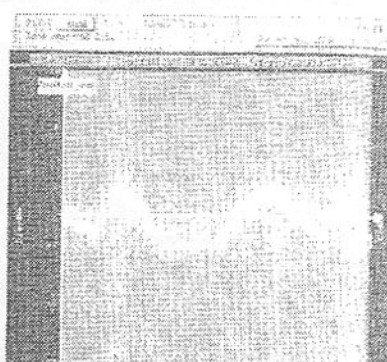


Fig. 3.6. Small lead signal

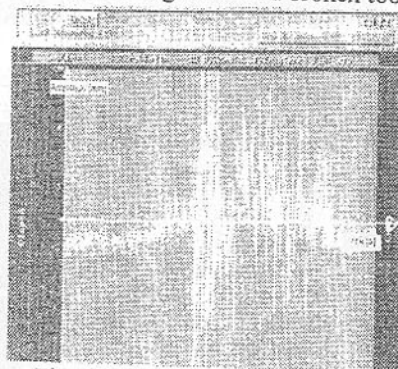


Fig. 3.7. Start splitting signal

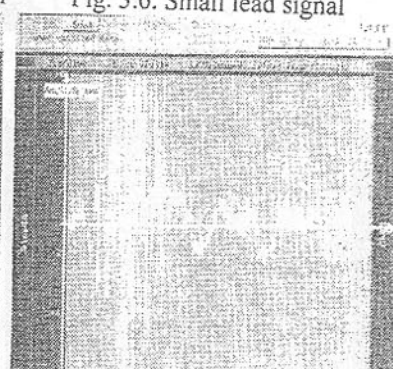


Fig. 3.8. Start splitting signal in steel

4. Conclusions and limitations

The experimental results show that the proposed method gives an easy way of comprising the level of vibration during the splitting process. Testing the process, after 10 hours of function using the same tool, offers the first degree of approaching. After this first test, varying with the row material, new tests has to be made, so we can appreciate the optimal moment of tool changing, as way as the costs of reconditioning to be as small as possible is. The technique cannot measure tool breakage where chatter vibrations are present. When this happens, the cutting tool removes different size chips for each cut. It was also possible to show the 3D dependance of frequency with time for a new tool and for an used one. Using a system of filters for the highest signals, it's possible to separate reasonable signal from noise, reducing the total information which is to be analysed.

References: 1. Chen, J., A fuzzy-nets tool breakage detection system for end milling operations, 1996, International Journal of advanced Manufacturing Technology, 12, 153-164. 2. Cho, D. W., On-line monitoring of tool breakage in face milling using a self organised neural network, 1995, Journal of Manufacturing System, 14, 80-90. 3. Tansel, I., Detection of tool breakage in milling operation, 1993, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 33, 531-544. 4. Weck, M., Adaptive control for face-milling operations with strategies for avoiding chatter-vibrations and for automatic cut distribution, 1975, Annals of the CIRP, 24-1, 405-409.

Статья поступила в редакцию 05.06.2001 г.

СОДЕРЖАНИЕ

стр.

Стрельников В.Н. ПРОЧНОСТНОЙ РАСЧЁТ ГИБКОГО КОЛЕСА ВОЛНОВОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА	3
Стрельников В.П., Стрельникова Л.В. ОЦЕНКА НАДЕЖНОСТИ ЭКСПЛУАТИРУЕМЫХ (ИСПЫТУЕМЫХ) ОБЪЕКТОВ ПРИ ОТСУТСТВИИ ОТКАЗОВ	12
Сурнин Ю.М., Хаустова А.В. ВЫБОР БАЗОВЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРИ ОБРАБОТКЕ ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ	17
Тамаркин М.А., Азарова А.И., Халын Ю.Г. ПАРАМЕТРЫ СЪЕМА МЕТАЛЛА И ВРЕМЕНИ ОБРАБОТКИ ДЛЯ ДОСТИЖЕНИЯ ЗАДАННОЙ ШЕРОХОВАТОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ПРИ ОБРАБОТКЕ ДЕТАЛЕЙ СВОБОДНЫМИ АБРАЗИВАМИ	21
Тендитный Ю.Г. ПРОГРЕССИВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ ФОРМИРОВАНИЯ ТОПОГРАФИИ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ МАШИН	26
Тернюк Н.Э., Хунг Ф.В. ОСОБЕННОСТИ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ СИНТЕЗА УЗЛОВ МОДЕРНИЗАЦИИ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ	31
Тока А., Рушика И., Стронча А., Гончар С. ФОРМИРОВАНИЕ ТОЧНОСТИ ОБРАБОТКИ ПРИ СОБЛЮДЕНИИ ПРИНЦИПА ПОСТОЯНСТВА БАЗ	35
Фёдоров В. П., Нагоркин М. Н., Ковалёва Е. В. Нагоркина В. В. ИНЖЕНЕРИЯ ПЛОСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ-СКОЛЬЖЕНИЯ ПРИ ОБРАБОТКЕ НА СТАНКАХ С КОМПЬЮТЕРНЫМИ СИСТЕМАМИ ЧПУ	40

Филатов Ю. Д., Сидорко В. И., Крамар В. Г., Скрыбин В. В. ИЗУЧЕНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ПРИ ПОЛИРОВАНИИ ПРИРОДНЫХ И СИНТЕТИЧЕСКИХ АЛЮМОСИЛИКАТОВ	45
Хоменко В.С. ПОВЫШЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТЕПЛОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ	50
Цикра С.А. ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ КИНЕМАТИКИ СФЕРИЧЕСКОЙ РОТОРНОЙ ОБЪЕМНОЙ МАШИНЫ	56
Чашко М.В., Левшов А.В. ДИАГНОСТИКА ЭЛЕКТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ	62
Чистяков А.В. ВЫБОР РЕЖИМОВ И УСЛОВИЙ МЕХАНООБРАБОТКИ С УЧЕТОМ СОСТОЯНИЯ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ ДЕТАЛЕЙ	66
Чернета О.Г., Коробочка А.Н., Козина Н.Н., Пустовойт А.М. ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ПОВЕРХНОСТИ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ, ОБРАБОТАННЫХ ЛАЗЕРОМ	71
Ченцов Н.А., Сулейманов С.Л., Пашенко Е.А. ПЛАНИРОВАНИЕ СРОКОВ И ОБЪЕМОВ ЗАКАЗА ЗАПАСНЫХ ЧАСТЕЙ	75
Шевченко В.П., Довбня Е.Н. К ОЦЕНКЕ КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В ОРТОТРОПНЫХ ОБОЛОЧКАХ С ТРЕЩИНАМИ	79
Шевченко Ф. Л., Улитин Г. М., Тю Н. С. КОЛЕБАНИЯ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ С УЧЕТОМ ВНУТРЕННЕГО ТРЕНИЯ	82
Шкилько А.М. ПОВЕРХНОСТНЫЙ СЛОЙ И ЭМИССИОННЫЕ СВОЙСТВА КОНСТРУКЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ	86

Ямников А.С., Федоров Ю.Н., Артамонов В.Д., Филиппов К.В. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗЦОВЫХ ГОЛОВОК ДЛЯ ЗУБОНАРЕЗАНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС	91
---	----

Яценко В.К., Павленко Д.В., Филоненко А.А., Ившенко Л.И. МЕТОД ИЗМЕРЕНИЯ РАССЕЯНИЯ ЭНЕРГИИ ПРИ ПОПЕРЕЧНЫХ КОЛЕБАНИЯХ ПРИЗМАТИЧЕСКИХ ОБРАЗЦОВ	96
--	----

Akopjan R., Lejda K. EXPERIMENTAL DEFINITION OF AN ANGULAR RIGIDITY OF THE BUS IN ROAD CONDITIONS	100
---	-----

Buchacz A. ALGEBRAIC REPRESENTATION OF MODELLING OF MECHANICAL SYSTEMS BY STRUCTURAL NUMBERS	106
--	-----

Bunea M., Rosnitche G., Muraru C. EXPERIMENTAL RESEARCH CONCERNING THE INFLUENCE OF SPEED ON LINEARITY AND CIRCULARITY OF LONG BORING	110
--	-----

Chereches T., Neacsu V. METHODS OF MULTICRITERIA DECISION-MAKING APPLIED IN MACHINE-BUILDING. PROMETHEE METHOD	113
--	-----

Crețu Gh., Pruteanu O., Serb A. CONSIDERATIONS REGARDING INFLUENCE OF THE GEOMETRIC PARAMETERS AND OF CUTTING CONDITIONS ON THE THEORETIC DEVIATIONS RESULTED AT CUTTING OF WORMS BY WHIRLING THREAD DEVICE	118
---	-----

Korzyński M. BALL PEENING MACHINES	122
---	-----

Lejda K., Akopjan R.A. COMPARATIVE ESTIMATION OF PARAMETERS OF OSCILLATIONS OF A BODY OF BUSES " VOLVO B-59 AND LIAZ-5256	127
--	-----

Nagîț Gh., L., Slătineanu L., Dodun O. RESEARCH OF THE ROUGHNES AND BURNISHING DEGREE BY VIBROROLLING	134
---	-----

Nedelcu D., Pruteanu O., Bursuc S. COMPARATIVE ASPECTS CONCERNING EXTERIOR SHAFTS GROOVE MANUFACTURING PROCESSES	138
--	-----

Bardac D., Ranea C., Paraschiv D. ASPECTS REGARDING THE TEXTURE OF THE SURFACE HONNED WITH SUPERABRASIVES	142
---	-----

Petrescu A., Vertan H.P. A RECONDITIONING METHOD OF STEEL PIECES WITH CLASSICAL WELDING AND LASER TECHNOLOGY	148
--	-----

Radovanovic R. M. DETERMINATION OF OPTIMAL LASER CUTTING PARAMETERS	150
---	-----

Sârbu I., Pruteanu O., Antohe Cr. CONSIDERATIONS UPON SHAPE PRECISION AT SUPERFINISHING ON TOROIDAL SURFACES	155
--	-----

Setlak G. INTELLIGENT INTEGRATED CAD SYSTEM OF THE FLEXIBLE ASSEMBLY MODULES	160
--	-----

Stan Gh., Ungureanu V. COMPENSATION SYSTEMS OF BACKLASH AND PITCH ERRORS OF THE FEED KINEMATICAL LINKAGES OF THE NUMERICAL CONTROL MACHINE TOOLS	165
---	-----

Stan Gh., Ungureanu V. IMPROVING THE INTERPOLATION MACHINING ACCURACY ON SMALL SIZED CNC MACHINE TOOLS WHERE THE TRANSIENT PROCESS OF THE KINEMATICAL LINKAGE IS LINEAR WITH DEAD AREA	169
--	-----

Stan Gh., Ungureanu V. THEORETICAL RESEARCHES ON FEED KINEMATICAL LINKAGES OF THE NUMERICAL CONTROL MACHINE TOOLS	174
---	-----

Stan Gh., Ungureanu V. WAYS OF INCREASING THE MACHINING ACCURACY OF INTERPOLATION ON NUMERICAL CONTROL MACHINE TOOLS, WHERE THE TRANSIENT DUTY OF THE KINEMATICAL LINKAGES IS EXPONENTIAL WITH DEAD AREA	178
--	-----

Todic M., Miletic O. ACCEPT A PROPOSAL CORNER BY PULLING OF AXISYMMETRICAL PROFILES	183
---	-----

Wojnarowski J., Mirotu K COMPARATIVE EVALUATION OF BILEAFLET HEART VALVES PERFORMANCE	189
---	-----

Wojnarowski J., Plosa J., Wojciech S. DYNAMIC ANALYSIS OF BANDSAWS	194
---	-----

Zichil V., Pintilie G., Simionescu G., Ciucescu D. A RELIABILITY MONITORING SYSTEM USING THE VIBRATION FOR ELASTIC SUPPORTS AT MILLING MACHINES	200
---	-----

Zichil V., Pintilie G., Simionescu G., Ciucescu D. TOOLS RELIABILITY EVALUATION SYSTEM	205
---	-----

ПРАВИЛА

представления рукописей в международный сборник научных трудов
Донецкого государственного технического университета
«Прогрессивные технологии и системы машиностроения»

Содержание рукописей должно отражать новые достижения науки и техники в области машиностроения, их практическое значение, соответствовать технической направленности сборника и представлять интерес для широкого круга специалистов.

В рукописи должно быть кратко изложено то новое и оригинальное, что разработано авторами, показано преимущество перед аналогами предлагаемых разработок, описаны их особенности и практическая значимость. Результаты работы не должны представляться в виде тезисов.

Языки представления рукописей: украинский, русский, английский и немецкий.

Сборник научных трудов является специальным изданием в котором могут публиковаться результаты диссертационных работ, так как он включен в перечень ВАК Украины (Перелік № 1 наукових фахових видань України, в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук. Додаток до постанови президії ВАК України від 9 червня 1999 р. № 1 – 05/7).

ОСНОВНАЯ ТЕМАТИКА СБОРНИКА

1. Практика и перспективы создания и применения прогрессивных технологий.
2. Информационные технологии (CAD/CAM/CAE). Механизация и автоматизация производственных процессов. Проблемы мехатроники и мехатронные технологии.
3. Проблемы проектирования и применения инструментов, прогрессивные инструментальные материалы и их обработка.
4. Автоматизация конструкторской и технологической подготовки производства, прогрессивное оборудование.
5. Управление качеством, метрология, сертификация, диагностика, надежность и эксплуатация технологических систем.
6. Специальные и нетрадиционные технологии, экономические проблемы машиностроения.

7. Вопросы моделирования и расчетов сложных технических систем.
 8. Эргономические и экологические проблемы машиностроения.
- В рамках сборника можно представлять рекламу продукции, которая будет помещена после рукописей статей.

ПРЕДСТАВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Для принятия решения о включении рукописи Вашей статьи в сборник необходимо выслать в адрес редакционной коллегии следующее:

- заявку и сведения об авторах статьи;
- рукопись статьи в двух экземплярах (второй экземпляр статьи должен быть подписан всеми авторами);
- акт экспертизы (один экземпляр);
- дискету 3,5 дюйма с записью текста статьи.

Публикация статей в данном сборнике платная.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЕНИЮ

1. Текст рукописи статьи от 5 до 10 страниц на белой бумаге формата А4 (210x297 мм) с полями: верхнее и нижнее 30 мм, левое и правое 25 мм. Страницы не нумеровать (нумерацию выполнить карандашом в нижнем правом углу). Рукопись статьи оформить с применением редактора WinWord (не ниже версии 6,0) шрифтом Times New Roman размером 14, распечатать в двух экземплярах с высоким качеством печати.
2. Порядок оформления. Материалы должны отвечать следующей структурной схеме: название, фамилии и инициалы авторов, сокращенное название организаций, города, страны, аннотация на английском языке, основной текст, выводы, список литературы. Название печатать прописными (жирными) буквами, не отступая от верхнего поля, без переносов, центрировать. Через 1,5 интервала строчными буквами – фамилии и инициалы авторов (жирными), в круглых скобках курсивом – сокращенное название организаций, название городов, стран (через запятую, центрировать). Через 1,5 интервала – материалы статьи (язык изложения – по выбору авторов, межстрочный интервал 1). См. образец оформления материалов.
3. Графический материал (рисунки, графики, схемы) следует выполнять в формате *.bmp, *.gif, *.pcx, *.dwg размерами не менее 60x60 мм внедренными объектами (по ходу материалов). Все позиции, обозначенные на рисунке, должны быть объяснены в тексте. Позиции на рисунке должны

располагаться по часовой стрелке. Под каждым рисунком указывается его номер и название, например: Рис. 3. Схема устройства. Каждый рисунок должен иметь один интервал сверху и снизу.

4. Формулы и математические знаки должны быть понятны. Показатели, степени и индексы должны быть меньше основных знаков и выполняться в соответствии с редактором формул Microsoft Equation. Формулы номеруются (справа в круглых скобках, не отступая от правого поля), только в том случае, если на них в тексте имеются ссылки. Между крайними знаками формулы и текстом должен выполняться один интервал. Формулы выполняются курсивом.

Размер формул для Microsoft Equation

Full (обычный).....	14 pt
Subscript/Superscript (крупный индекс).....	10 pt
Sub-Subscript/Superscript (мелкий индекс).....	8 pt
Symbol (крупный символ).....	16 pt
Sub-Symbol (мелкий символ).....	12 pt

5. Все таблицы должны иметь название и порядковый номер и располагаться после упоминания по тексту, например: Таблица 2. Классификация муфт. Каждая таблица должна иметь один интервал сверху и снизу.
6. **Список литературы** должен быть приведен в конце статьи в соответствии с образцом. Перечень ссылок должен быть составлен в порядке упоминания в тексте. Ссылки на литературу заключаются в квадратные скобки.
7. Текст рукописи статьи требуется записать на дискету 3,5 дюйма, которую нужно подписать следующим образом: фамилии и инициалы авторов, название статьи.
8. Материалы рукописи представляются без изгибов.
9. Материалы, не отвечающие перечисленным требованиям и тематике данного сборника, а также поступившие в редакционную коллегию с опозданием, опубликованы не будут.

ОСНОВЫ СТРУКТУРНОГО СИНТЕЗА СБОРОЧНЫХ СИСТЕМ

Иванов И.И., Петров П.П. (ДонГТУ, БГТУ, г. Донецк, г. Брянск,
Украина, Россия)

*The efficient design of assembly machinery is vitally importantas noun
description of functions of presented in the paper*

Сборочные системы являются сложными иерархическими системами. Одним из условий [1] повышения производительности ... сборочных технологических систем (рис. 5).

Список литературы: 1. Ким И.П. Исследование эффективности роторных машин. – К.: КПИ, 1985. – 123 с. 2. Устюгов А.В. Надежность технологических машин. – Донецк: ДонГТУ, 1998. – 425 с.

Адрес редакционной коллегии:

Украина, 83000, г. Донецк, ул. Артема, 58, ДонГТУ, Кафедра «Технология машиностроения», Редакционная коллегия сборника.

Тел. (0622) 93-60-02, факс. (0622) 93-60-02

E-mail: tm@mech.dgtu.donetsk.ua

<http://www.dgtu.donetsk.ua>

Подписано к печати 13.07.2001г.	Формат 60x84 1/16	Бумага Svetocopy
Ризографическая печать	Усл. печ. л. 12,50	Усл. кр. отт. 12,83
Уч.-из. л. 13,63	Тираж 300 экз.	Заказ №15
Издательско-полиграфический центр "Технополис"		

83000, г. Донецк, пр. Дзержинского, 1