

УДК 531.8:621.747

**Е.Н. БАРЧАН**, ОАО “Головной специализированный конструкторско-технологический институт”, г. Мариуполь,  
**Н.А. ТКАЧУК**, докт. техн. наук, **А.В. ГРАБОВСКИЙ**, НТУ “ХПИ”

## **К ВОПРОСУ ОБ ИССЛЕДОВАНИИ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРПУСА ВЫБИВНОЙ МАШИНЫ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ВЫБИВКЕ ОТЛИВОК**

У статті запропоновано обґрунтування раціональних розрахунково-експериментальних параметрів вибивальної машини. Наводяться уточнені результати визначення параметрів, що відповідають за міцність та динамічні характеристики. Результати наведені у вигляді графіків та картин розподілу переміщень, деформацій та напружень.

The groundings of rational computational-experimental parameters of shake-out-machine are given in the article. The specified results of parameter determination that are responsible for strength and dynamic characteristics are given. Results are presented as the graphs and pictures of distribution of displacements, deformations and stresses.

В статьях, представленных ранее, рассматривался процесс создания рациональной структуры инерционной вибивной машины (ВМ) для крупного вагонного литья, установленной в автоматизированной линии КВ в ЗАО „АзовЭлектроСталь”. Была предложена общая схема расчетно-экспериментальных исследований [1]. Далее проведены экспериментальные исследования опытно-экспериментальной базовой конструкции вибивной машины [2]. Из полученных в результате эксперимента осциллограмм были определены такие характеристики, как длительность импульса и периодичность воздействия кома с отливкой для различных вариантов нагружения (холостой ход и рабочий режим). Величина задаваемого импульса была определена расчетно-экспериментальным путем, а именно определено напряженно-деформированное состояние (НДС) от единичного импульса, после чего его величина была отмасштабирована по напряжениям. Далее в статье [3] проводилось численное исследование и синтез параметров ВМ. В результате работы были получены и предложены рациональные параметры вибивной машины, которые должны обеспечивать высокую производительность работы, высокое качество выбивки отливок и долговечность машины [3].

В приведенной статье предлагается проанализировать прочностные характеристики полученной вибивной машины с рациональными параметрами и более подробно остановиться на численном исследовании как динамических процессов, происходящих при выбивке отливки из кома земляной смеси, так и жесткостно-прочностных характеристик корпуса металлоконструкции ВМ. На рис. 1 приведены две схемы оребрения вибивной машины: первая схема соответствует оребрению исходной экспериментальной модели, вторая – расположению ребер жесткости на предложенной в работе [3] вибивной машине рациональной структуры.

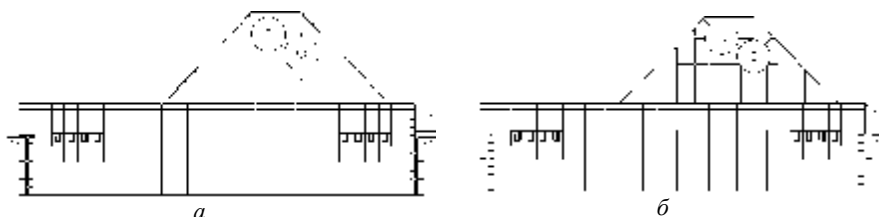


Рис. 1. Исходное оребрение (а) и рациональное оребрение (б) стенок ВМ

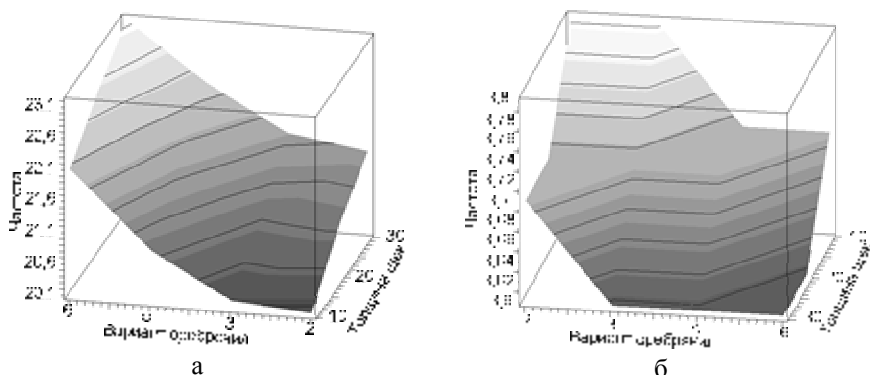


Рис. 2. Зависимость минимальной деформационной (а) и максимальной трансляционной (б) частот (Гц) от толщины щек (мм) и варианта оребрения (массы) (кг)

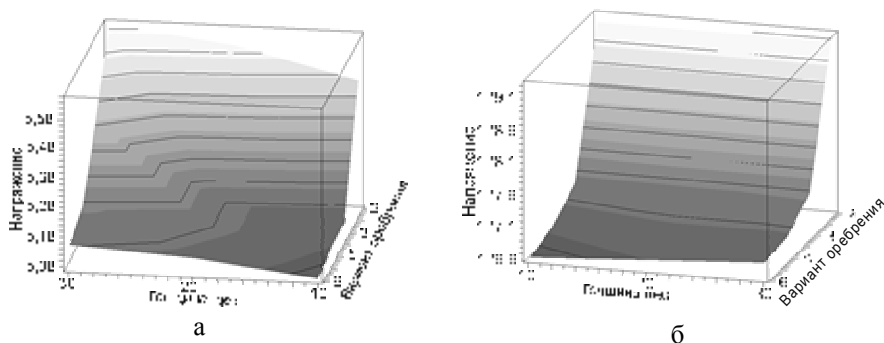


Рис. 3. Зависимость максимальных напряжений (МПа) от воздействия дебалансных валов (а) и от действия импульсной нагрузки (б) при варьировании толщины щек (мм) и варианта оребрения (массы) (кг)

На рис 2, 3 представлен характер функций отклика, характеризующих динамические и прочностные характеристики выбивной машины, при варьировании  $P_I$ ,  $P_{II}$  ( $P_I$  – вариант оребрения,  $P_{II}$  – толщина щек опор дебалансных валов).

На рис. 4 представлены собственные формы колебаний усовершенствованной выбивной машины, предложенной в работе [3].

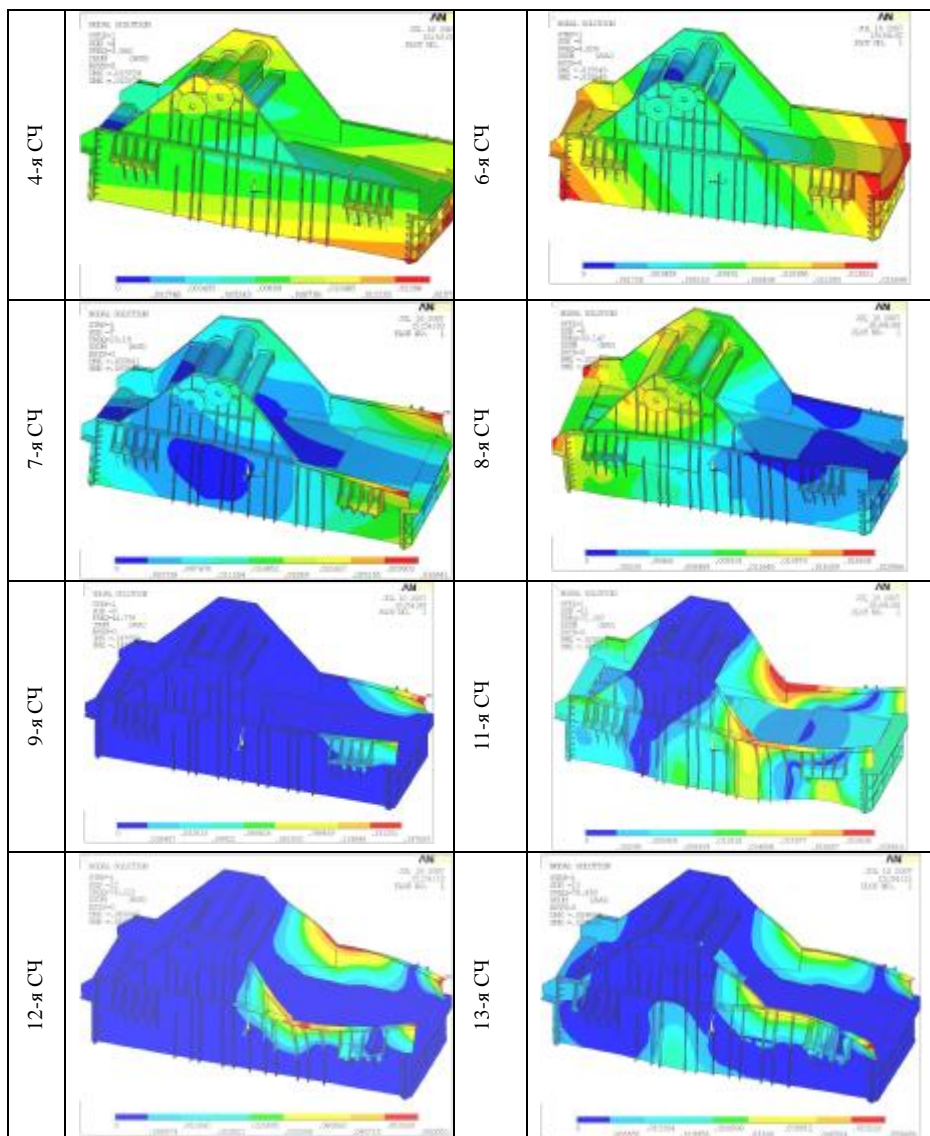


Рис. 4. Собственные формы колебаний усовершенствованной выбивной машины

На рис. 5 приводятся сравнительные спектры собственных частот для начального варианта конструкции [3] и для усовершенствованного варианта.

Видно, что произошло радикальное изменение спектра собственных частот, а усовершенствованная выбивная машина обеспечивает более чем 45%-е превышение первой деформационной частоты над частотой возмущения, что перекрывает на 60% изначально установленное требование.

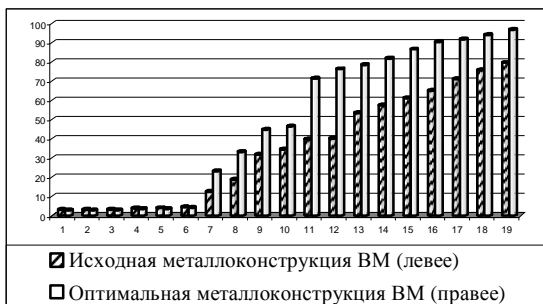


Рис. 5. Сравнительные спектры собственных частот для начального и усовершенствованного варианта конструкции

На рис. 6 приведены картины НДС в корпусе ВМ при действии нагрузки от приводных дебалансных валов, а на рис. 7 – от действия импульсной нагрузки, вызванной комом с отливкой. По сравнению с начальным вариантом [3] существенно уменьшены действующие напряжения.

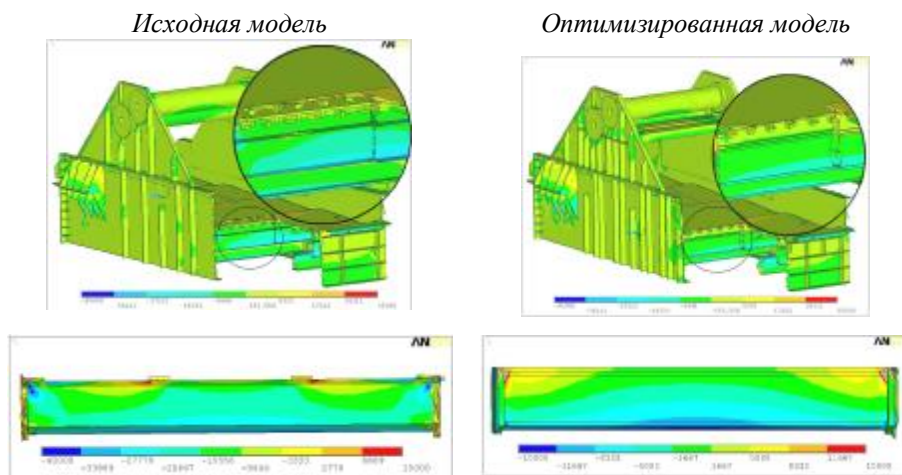


Рис. 6. Напряжения  $\sigma_z$  (вдоль оси балки) от действия дебалансных валов

Кроме исследования жесткостных и прочностных характеристик корпуса ВМ также исследовалось ее динамическое поведение. Для описания динамических процессов, происходящих в ВМ, были написаны специальные программные модули на языке Object Pascal и использован математический пакет символьного анализа Maple.

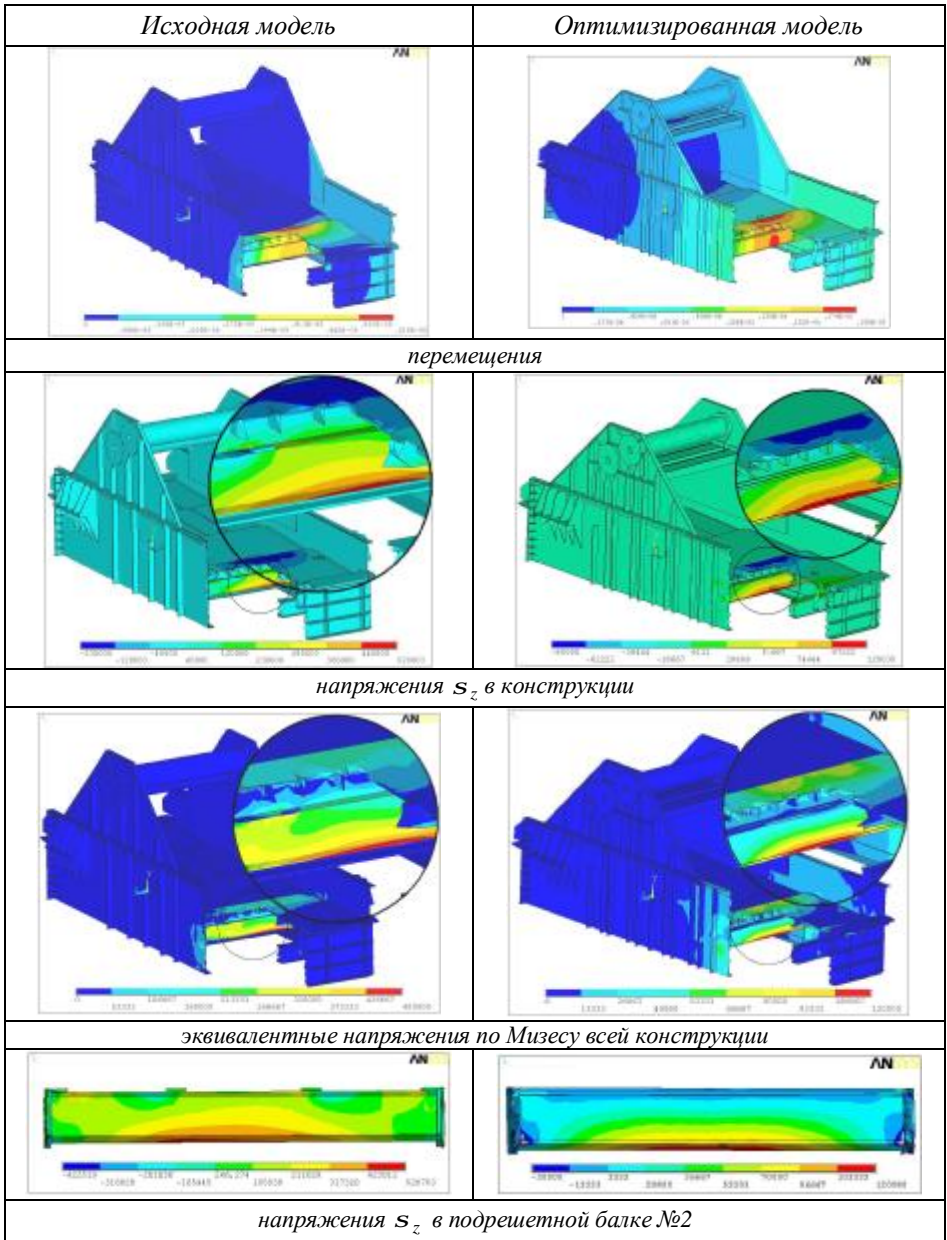


Рис. 7. Картины напряженно-деформированного состояния в корпусе ВМ от действия импульсной нагрузки, вызванной комом с отливкой

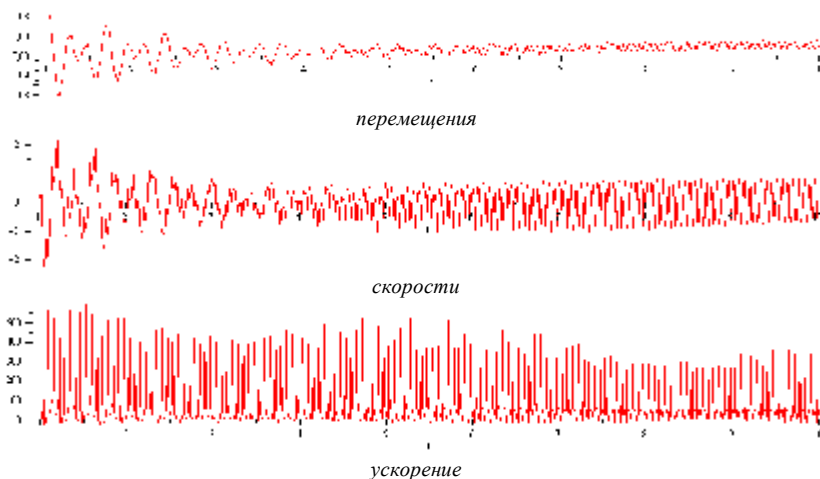


Рис. 8. Картины динамических процессов (перемещения, скорости и ускорения выбивной машины) при движении отливки по прямой центральной линии выбивной машины

На рис. 8-9 приведены картины динамических процессов (горизонтальная траектория движения кома с отливкой, вертикальные перемещения, скорости и ускорения выбивной машины). По сравнению с начальным вариантом конструкции [2] динамические характеристики ВМ остались на том же уровне, что обеспечивает высокое качество выбивки отливки от земляной смеси.

При этом необходимо отметить, что при смещении кома с отливкой в поперечном направлении существенного изменения характера процесса выбивки не происходит (см. рис. 9). Также слабо влияет на характер процесса изменения массовых и жесткостных характеристик, если при этом общий импульс  $I_w = f_w \cdot \Delta t$  остается постоянным (см. рис. 9). В то же время для адекватного моделирования процесса выбивки варьируемыми являются и длительность импульса  $\Delta t$ , и характер распределения  $f_w$  в процессе выбивки (см. рис. 9). В таком случае характер распределения перемещений, скоростей и ускорений соответствует картине, представленной на рис. 9. Полученные распределения ускорений в целом соответствуют зафиксированным ранее осциллограммам напряжений в корпусе ВМ. Таким образом, можно заключить, что характер динамического процесса отражается в модели адекватно, а получаемые при выбивке перемещения, скорости и ускорения обеспечивают высокое качество выбивки литья.

В результате проведенных исследований была получена новая металлоконструкция ВМ с улучшенными характеристиками. При этом масса корпуса усовершенствованной ВМ стала – 18562 кг. Общая масса – 21060 кг. Нижняя деформационная частота – 23,2 Гц. Суммарные напряжения по Мизесу не превышают 131,8 МПа. Амплитуда колебаний – 5,6 мм. Отношение рабочей частоты к высшей трансляционной – около 5. Превышение первой деформационной частоты

ты над рабочей – почти полуторакратное.

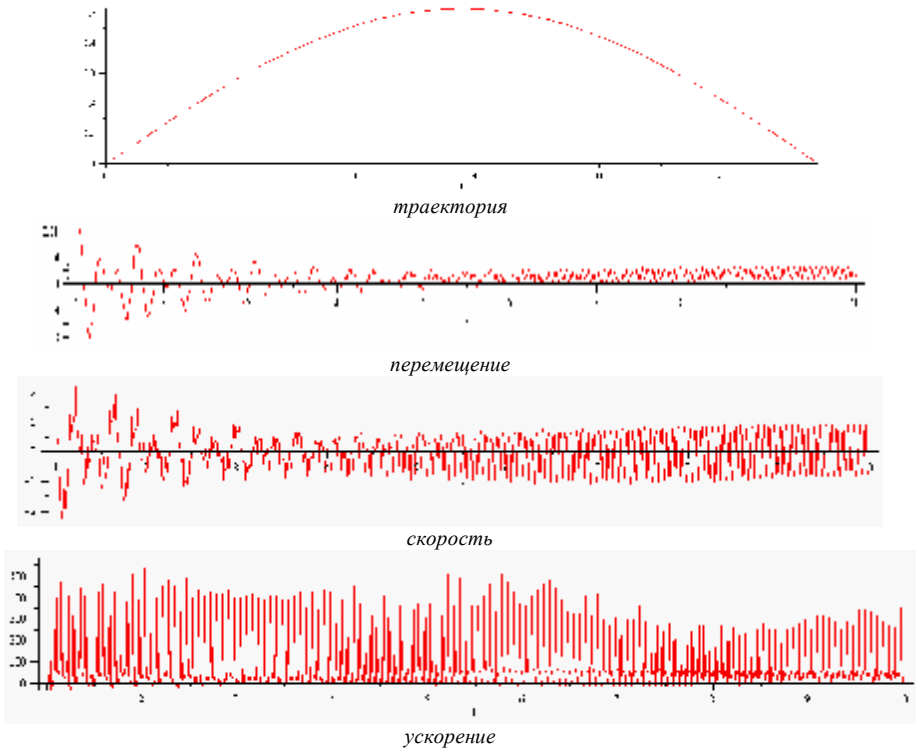


Рис. 9. Горизонтальная траектория движения кома с отливкой и характер распределения вертикальных перемещений, скоростей и ускорений выбивной машины

Таким образом, рекомендуемый набор параметров обеспечивает в первом приближении нагрузочную способность, долговечность, вибростойкость, качество выбики литья, прочность и приемлемую массу ВМ. Данный набор параметров и рекомендуется для усовершенствованной машины. Что касается  $P_{III}$ , то рекомендованный начальный вариант поперечного сечения является достаточно удачным и рекомендуется в качестве первого приближения к оптимальному.

В работе описан комплекс численных исследований динамических процессов, частотных характеристик и напряженно-деформированного состояния на примере конкретной выбивной машины для крупногабаритного литья, что дало возможность разработать практические рекомендации по выбору ее рациональных параметров с учетом технологических требований и характеристик рабочего груза, обеспечивающих высокую нагрузочную способность, вибростойкость, долговечность и прочность.

В процессе численных исследований выявлены некоторые особенности конструкции исследуемой выбивной машины и закономерности рабочего процесса, что дает возможность заключить следующее:

1. Доминирующими факторами, оказывающими наибольшее влияние на нагруженность элементов выбивной машины, являются гармоническое воздействие дебалансов и ударное воздействие при контакте с рабочим грузом, причем последнее превалирует.

2. Анализ полученного в ходе исследований множества спектров частот собственных колебаний выбивной машины при различных вариантах сочетаний толщины стенок опор дебалансных валов, схем их оребрения и поперечных сечений подрешетных балок позволил установить тенденции миграции частот: нижние частоты, соответствующие трансляционным перемещениям металлоконструкции выбивной машины, при увеличении массы незначительно уменьшаются; первые нетрансляционные частоты, соответствующие в основном деформированию металлоконструкции, имеют в основном тенденцию к росту с увеличением массы (при рассмотренных схемах изменения конструкции).

3. Из анализа полученных результатов можно сделать вывод о том, что динамическими и ударными напряжениями можно достаточно эффективно управлять изменением конструктивных параметров выбивной машины. Например, чувствительность к изменению толщины стенок опор дебалансов составляет для первой нетрансляционной собственной частоты колебаний  $\Delta p_7 / \Delta m = 1,4 \text{ мГц/кг}$ , а путем совместного варьирования толщины стенки и оребрения стенок опор удается повысить эту частоту на 3,1 Гц (13,4%) при увеличении массы металлоконструкции на 1575 кг (10%).

4. Путем целенаправленного изменения параметров выбивной машины удалось обеспечить нагрузочную способность машины, сохранив на требуемом уровне качество выбивки формы. Применение оребрения боковых стенок, увеличение толщины опор дебалансных валов и поперечных балок коробчатого сечения обеспечило ту же амплитуду ускорений при выбивке, снизило уровень напряжений на 25 %, повысив за счет более высоких механических свойств стали 09Г2С запас прочности в 1,3 раза по сравнению с исходной конструкцией, а также оставило в рекомендованных пределах отношение частоты возмущения к трансляционным частотам ВМ (превышение около 4-х раз) и при этом почти в 1,5 раза увеличило отношение нижней деформационной частоты ВМ к частоте нагружения, доведя коэффициент „запаса” по отстройке собственной частоты от возмущающей до уровня 45 %. Полученный набор проектных параметров можно считать приближением к оптимальному и рекомендовать в качестве рационального в процессе совершенствования исследуемой выбивной машины.

5. В результате проведения экспериментально-расчетных исследований была изготовлена рекомендуемая модель выбивной машины в „металле”, после чего на ней была проведена серия экспериментальных исследований [4], которые свидетельствуют о работоспособности ВМ и адекватности полученных результатов.



**Список литературы:** 1. Барчан Е.Н. Методы, модели и алгоритмы для синтеза параметров выбивной инерционной машины на основе моделирования динамических процессов. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” – 2007. – №3. – С.3-17. 2. Барчан Е.Н., Ткачук Н.А., Грабовский А.В. Экспериментальное исследование динамических процессов в выбивной машине с дебалансным приводом. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” – 2007. – №3. – С.17-24. 3. Барчан Е.Н. Совершенствование конструкции выбивной машины в составе автоматизированной линии крупного вагонного литья на основе расчетно-экспериментальных исследований рабочего процесса. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” – 2007. – №23. – С.3-26. 4. Барчан Е.Н., Шкода В.А., Просянок В.В., Грабовский А.В. Экспериментальное исследование динамических процессов в оптимизированной выбивной машине. // Вестник НТУ „ХПИ”. Тем. вып.: „Машиноведение и САПР” – 2007. – №23. – С.26-33.

*Поступила в редколлегию 19.08.07*

УДК 539.3:612.76:616.001

**Ю.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, О.В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, НТУ „ХПИ”,  
И.Б. ТИМЧЕНКО, А.А. ДЫННИК, Ю.К. СОСНИНА,**

ДУ „Институт патологии позвоночника и суставов им. проф. Ситенко”  
АМН Украины, г. Харьков

## **К ВОПРОСУ О ПОСТРОЕНИИ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ ШЕЙНОГО ОТДЕЛА ПОЗВОНОЧНИКА**

Аналіз механічної поведінки шийного відділу хребта все ще потребує розгляду, незважаючи на велику кількість досліджень, які проводились протягом минулих років. У роботі пропонується новий підхід до побудови параметричних моделей шийного відділу хребта на основі узагальненого параметричного підходу до моделювання елементів біомеханічних систем. Скінченно-елементний метод разом з програмами CAD і експериментальними даними використовувалися в дослідженнях ортезування. Аналізи напружень виконувалися для ортезів, що знаходяться в клінічному використанні.

The analysis of mechanical conduct of neck department of spine still calls to consideration, in spite of plenty researches which was conducted for the last years. The new going is in-process offered near the construction of self-reactance models of neck department of spine on the basis on the generalized self-reactance going near the design the elements of the biomechanics systems. The finite element method together with CAD programs and experimental information was used in researches of ortessing. The analyses of tensions were executed for ortes, being in the clinical use.

**Введение.** Шея – одна из важнейших стратегических зон человеческого организма. Сложность анатомического строения, обилие магистральных кровеносных и нервных стволов, наличие дыхательных путей и эндокринных органов обуславливает огромное влияние шейной области на жизнеобеспечение всего тела человека.

Заболевания и повреждения шейного отдела позвоночника (ШОП) часто встречаются в жизни. При лечении заболеваний ШОП (остеохондроз, травмы, состояния после операций и т.д.) используются различные ортопедические средства, что способствует ранней реабилитации и сокращению сроков пребывания пациентов в стационаре [1].