



**СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ
НАЦИОНАЛЬНОЙ ГОРНОЙ
АКАДЕМИИ УКРАИНЫ**

№ 13
ТОМ 2

Министерство образования и науки Украины
Национальная горная академия Украины

**Сборник научных трудов
Национальной горной академии Украины**

**№ 13
Том 2**

Дніпропетровськ
Видавництво «Навчальна книга»
2002

АНАЛИЗ ТЕМПЕРАТУРНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕСАХ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАНСПОРТА

А.В. Сладковский¹⁾, М. Ситаж¹⁾, О.П. Сладковская²⁾

¹⁾Катовице (Польша), Силезский технический университет

²⁾Днепропетровск, Национальная металлургическая академия Украины

Решена задача теплообмена в системе колесо – ось – тормозная колодка. Определены температурные поля для железнодорожных колес при различных режимах торможения. Проведен анализ термических напряжений в упруго - пластической постановке.

Вирішена задача теплообміну в системі колесо-вісь-гальмова колодка. Визначені температурні поля для залізничних коліс при різних режимах гальмування. Був проведений аналіз термічних напружень в пружно-пластичній постановці.

The problem of heat exchange in system a wheel - an axis - a brake block is solved. Temperature fields for railway wheels are defined at different conditions of braking. The analysis of thermal stresses in elastically - plastic target setting is carried out.

Известно, что железнодорожный транспорт является одним из наиболее экономичных видов промышленного транспорта. Он широко применяется для открытых разработок карьеров, как рудничных, так и угольных. В настоящее время существует устойчивая тенденция увеличения глубины таких карьеров. Следствием этого являются изменения конструкций рельсового транспорта. К их числу относится увеличение мощности тяговых агрегатов, определенные изменения конструкций, как тяговых агрегатов, так и думпкаров. При этом железнодорожные колеса не претерпели практически никаких изменений. Некоторые подвижки в этом направлении наметились в конце 80-х годов. На ряде ГОКов были внедрены новые конструкции колес ДМетИ, которые показали существенные преимущества перед стандартными колесами. Были также использованы разработки ДМетИ для профилей рабочих поверхностей колес. Однако эти разработки не были использованы повсеместно.

Увеличение глубины карьеров приводит к изменению условий работы железнодорожных колес. Затяжные спуски по кривым с большими уклонами требуют необходимости длительного торможения экипажей. Такие торможения оказывают вредное влияние на состояние рабочих поверхностей колес. Не приходится говорить о том, что условия работы таких колес и без того являются тяжелыми. Наличие большого количества кривых малого радиуса, большие уклоны, значительные осевые нагрузки, запыленность путей абразивной пылью, способствуют существенному увеличению износа колес. При этом особое значение имеет термоупругое напряженное состояние колес. Очевидно, что значительные температуры на поверхности катания колес способствуют увеличению износа рабочих поверхностей. При этом развиваются значительные остаточные напряжения, которые также могут способствовать разрушению колес. Следовательно, для создания новых конструкций как железнодорожных колес для промышленного транспорта, так и новых конструкций экипажей в целом, необходимо

проводить расчеты термических напряжений в колесах.

Для проведения таких расчетов необходимо решение нескольких задач. Необходимо решить задачу контактного взаимодействия в паре обод колеса – тормозная колодка, определяя при этом не столько контактные напряжения, а тепловые потоки, которые возникают вследствие фрикционного взаимодействия. Необходимо решить задачу аэродинамического обдува колеса, для того чтобы определить как скорость обдува, так и то, являются ли воздушные потоки ламинарными или турбулентными. Во многом именно от этого зависит теплоотдача с боковых поверхностей колес. Решение этих задач является предварительным для постановки задачи теплопроводности колеса, в результате чего могут быть определены температурные поля для различных режимов и длительностей торможения. И, наконец, решается задача термоупругости, в результате чего могут быть определены поля напряжений в колесах, результаты анализа которых могут способствовать разработке новых конструкций.

В данной работе первая задача термоупругого контактного взаимодействия не решается, но используются результаты исследований других авторов. В большинстве случаев тепловые потоки, генерируемые на рабочей поверхности колес, определяются не расчетным, а экспериментальным путем. При этом рассматриваются различные режимы торможения, его длительность, состояние рабочих поверхностей, как колес, так и тормозных колодок (изношены они или нет). В частности, рассматривался следующий режим торможения. Моделируется ступенчатое торможение средней интенсивности. Рассматривается термическое нагружение колеса при движении экипажа с начальной скоростью 80 км/час, после чего происходит 10 минутное торможение с мощностью теплового потока 35 кВт, за время которых скорость экипажа уменьшается от 80 км/час до нуля. Затем следует 5 минутная остановка. И снова цикл термического нагружения по-

вторяется. При этом плотность теплового потока задается следующим образом

$$q = k(\tau)Q, \quad (1)$$

где Q - плотность теплового потока на начальном этапе тепловой нагрузки 152000 Вт/м^2 , что соответствует мощности в 35 кВт , а $k(\tau)$ - функция от времени торможения, учитывающая его ступенчатый характер. Данная зависимость представлена на рис. 1.

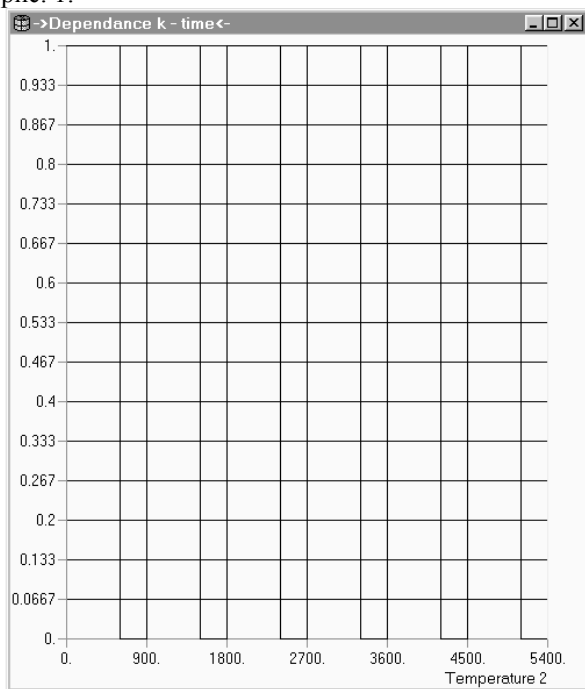


Рис. 1. Зависимость коэффициента k от времени торможения τ

Как видим из приведенного графика, рассматривается шесть циклов термического нагружения.

Для второй задачи (аэродинамика воздушных потоков и, соответственно, теплоотдача с боковых поверхностей колес) были проведены как собственные исследования, так и использовались данные из литературных источников. Здесь следует отметить, что в большинстве случаев в литературных источниках решение задачи не приводится, а только указываются результаты. Отметим также, что в некоторых случаях при правильном решении задач конвективного теплообмена, не учитывается теплоотдача колеса путем теплового излучения нагретых поверхностей, которая может быть также весьма существенной.

Для ее решения необходимо было задать также параметры, влияющие на интенсивность охлаждения тела. Считаем, что теплоотдача осуществляется со всех поверхностей колеса, в том числе и с его рабочей поверхности, так как большую часть времени рабочая поверхность находится вне зоны соприкосновения с тормозными колодками. Теплоотдача возможна посредством теплового излучения и конвективного теплообмена. В основу радиационного теплообмена в программе положен закон Стефана – Больцмана, поэтому задавалась постоянная Стефана – Больцмана, равная $5,668 \times 10^{-8} \text{ Вт/м}^2$

град⁴, а также коэффициент теплового излучения стальной поверхности $0,8$.

Сложнее было задать условия конвективного теплообмена, так как коэффициент теплоотдачи зависит от скорости воздушного потока, обдувающего колесо. Было определено число Рейнольдса для скорости движения экипажа от 80 км/час . На основе полученных данных определено, что при данной скорости воздушный поток является турбулентным. Тогда для расчета теплообмена между поверхностью колеса и обтекающим воздухом может быть использована формула [1]

$$Nu_{lx} = 0,0296 Re_{lx}^{0,8} Pr_l^{0,43} (Pr_l / Pr_a)^{0,25}, \quad (2)$$

где Nu_{lx} - число Нуссельта для воздуха при $t = 20^\circ$.

$$Nu_{lx} = \frac{\alpha x}{\lambda}, \quad (3)$$

α - коэффициент теплоотдачи поверхности турбулентному потоку воздуха;

λ - коэффициент теплопроводности воздуха при $t = 20^\circ$. $\lambda = 2,59 \cdot 10^{-2} \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{град}}$;

x - координата характерной (средней) точки колеса, принимаем $x = r = 0,458 \text{ м}$.

В формуле (2) также используется Pr_l - число Прандтля для воздуха при $t = 20^\circ$.

$Pr_l = 0,703$. Также Pr_a - число Прандтля для воздуха возле поверхности колеса. Принимаем для средней температуры $t = 300^\circ$ $Pr_a = 0,674$.

Re_{lx} - число Рейнольдса для потока воздуха, движущегося со скоростью $v(\tau)$

$$Re_{lx} = \frac{v(\tau)x}{\mu}, \quad (4)$$

здесь μ - вязкость воздуха при $t = 20^\circ$.

$$\mu = 15,06 \cdot 10^{-6} \frac{\text{М}^2}{\text{с}}$$

Также в программе необходимо задать коэффициент теплоотдачи конвекцией, который с использованием приведенных выше формул может быть получен в виде

$$\alpha = 0,0296 \cdot \frac{\lambda}{x} \cdot \left(\frac{v(\tau)x}{\mu} \right)^{0,8} Pr_l^{0,43} \left(\frac{Pr_l}{Pr_a} \right)^{0,25}. \quad (5)$$

Коэффициент теплоотдачи, определяемый по формуле (5) зависит от скорости теплового потока. При $v = 80 \text{ км/час}$ получаем $\alpha = 67 \text{ Вт/м}^2$.

Однако с учетом того, что на этапе торможения скорость теплового потока зависит от скорости экипажа, коэффициент теплоотдачи является переменным и изменяется от 67 Вт/м^2 до $2,2 \text{ Вт/м}^2$ при остановке колеса (свободная конвекция).

Для решения третьей задачи теплопроводности, также как и четвертой термоупругости использовался метод конечных элементов. Задача решалась

в осесимметричной постановке, что не исключает возможности ее решения в трехмерной постановке. Такое решение было получено также, когда необходимо было учесть контактные усилия в паре колесо – рельс. При этом задача становилась неосесимметричной. Однако если в анализе необходимо рассмотреть только термические напряжения в колесах, которые среди всех составляющих напряженного состояния наиболее существенны, задачу желательнее решать именно в осесимметричной постановке, что позволяет существенно сэкономить время расчетов и использовать более густые сетки конечных элементов. Последнее немаловажно для повышения точности расчетов.

В своей постановке авторы столкнулись с определенной проблемой недостаточности для расчетов данных о материале колесной стали, применяющейся для колес ГОСТ 9036-88, которые в настоящее время используются на промышленном транспорте. Это, прежде всего, данные о зависимости механических (модуль упругости, коэффициент Пуассона) и термомеханических (коэффициенты линейного расширения, теплопроводности, теплоемкости, теплоотдачи) характеристик от температуры. Этот недостаток был восполнен характеристиками аналогичной колесной стали R7, которая используется для большинства колес европейского производства (см. например [2,3]).

Например, на рис. 2 приведены механические характеристики колесной стали (диаграммы напряжение растяжения σ - деформация ϵ) для различных температур (T1 соответствует 20°C; T2 - 100°; T3 - 200°; T4 - 300°; T5 - 400°; T6 - 500°; T7 - 600°; T8 - 700°). Все данные приведены в системе СИ.

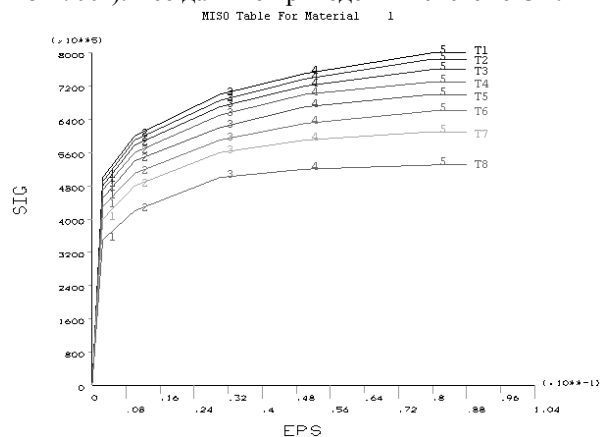


Рис. 2. Диаграммы напряжение растяжения σ - деформация ϵ для различных температур

Третья задача (задача теплопроводности) решалась с использованием ППП MSC/NASTRAN for Windows. При торможении колеса его температура, особенно в ободу, возрастает. Тепловой поток от фрикционного взаимодействия рабочей поверхности колеса с тормозными колодками существенно превышает теплоотдачу с его остальных поверхностей, которая осуществляется путем теплового излучения и конвекции. Во время пятиминутных остановок тепловой поток отсутствует, и температура колеса уменьшается, но времени остановки и интенсивности теплоотдачи недостаточно для су-

щественного охлаждения колеса. Поэтому за шесть циклов торможения температура колеса ступенчато возрастает. При этом рост температуры на каждом этапе торможения становится меньшим. Это обусловлено возрастающей теплоотдачей колеса, которая зависит от локальной температуры его поверхностей. К концу последнего этапа торможения температура на рабочей поверхности достигает почти 500°C. Распределение температур после последнего этапа термического нагружения (время А - 5100 с) представлено на рис. 3.

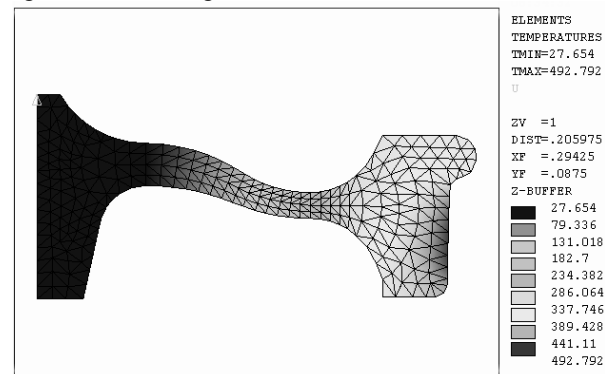


Рис. 3. Распределение температур в колесе к концу последнего этапа термической нагрузки (время А)

Температура в колесе изменяется от 493°C на рабочей поверхности обода до 28°C на ступице колеса. После очередного пятиминутного охлаждения (время В - 5400 с) максимальная температура на ободу колеса уменьшается на 133°C, при этом температура ступицы немного (до 1°C) увеличивается, что обусловлено определенной инерцией процессов теплопередачи. Соответствующее распределение температур показано на рис. 4.

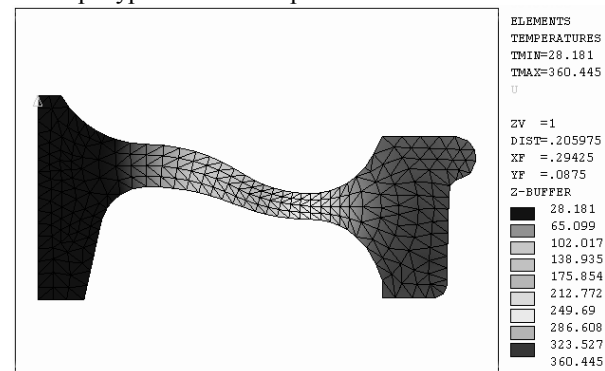


Рис. 4. Распределение температур в колесе после 5 минутной остановки (время В)

Однако, как видно из полученного распределения, значения температур достаточно высокие, поэтому был рассмотрен дополнительный временной отрезок – охлаждение в течение 4 часов покоящегося колеса (время С - 19800 с). Тем не менее, при свободной конвекции интенсивность теплоотдачи поверхности колеса значительно ниже, чем для движущегося колеса, поэтому даже по прошествии 4 часов колесо не охлаждается до 20°. Его максимальная температура равна 39,3°.

Расчет напряженно-деформированного состояния колес проводился с использованием ППП ANSYS. Графические результаты расчета колес приводятся для двух моментов времени А и С, так

как именно указанные моменты наиболее информативны.

На рис. 5 представлена картина деформирования радиального сечения колеса под действием термических нагрузок для момента времени А. Максимальная величина смещения точек контура равна 3,55 мм. При этом осевые смещения u_z значительно превышают радиальные u_r . Но так как при столь малых смещениях они не были бы заметны на рисунке, перемещения сетки колеса показаны в масштабе.

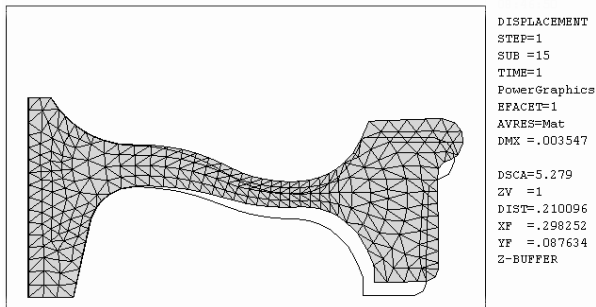


Рис. 5. Деформирование сечения колеса в момент времени А (5100 с) относительно его исходного контура

Следующие распределения напряжений и деформаций удобно рассматривать попарно, в момент времени А (полная термическая нагрузка) и момент С (полная разгрузка). Так на рис. 6 и 7 приведены поля радиальных напряжений σ_{rr} в указанные моменты времени. Как видно из рис. 6 в сечении колеса при полной термической нагрузке присутствует зона максимальных напряжений в месте перехода от диска к ступице, причем на наружной стороне колеса находится максимум растягивающих напряжений равный $\sigma_{rr} = 683$ МПа, а на внутренней – минимум сжимающих напряжений $\sigma_{rr} = -365$ МПа. Эти экстремумы отмечаются на рисунке. Однако необходимо заметить и вторую экстремальную зону – зону перехода от диска к ободу. Здесь максимумы и минимумы напряжений находятся на противоположных участках, а их интенсивность ниже. Поэтому не удивительно, что на рис. 7 при полной разгрузке колеса остается поле остаточных напряжений σ_{rr} , у которого минимальные сжимающие напряжения находятся именно в зонах максимальных напряжений на предыдущем рисунке. Эти напряжения определяют остаточное деформирование колеса.

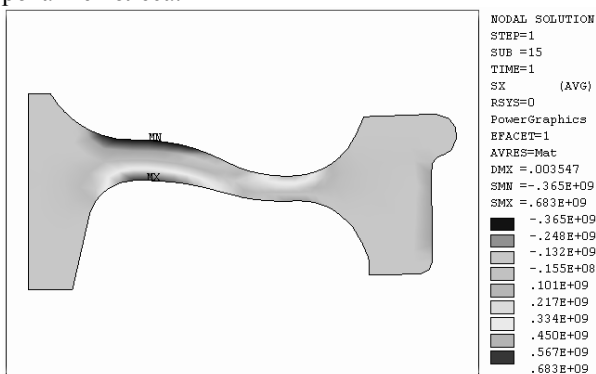


Рис. 6. Распределение радиальных напряжений σ_{rr} в момент времени А (5100 с)

На рисунке, соответствующем времени С, контур сечения имеет такую деформацию, которая значительно увеличена (большой масштаб).

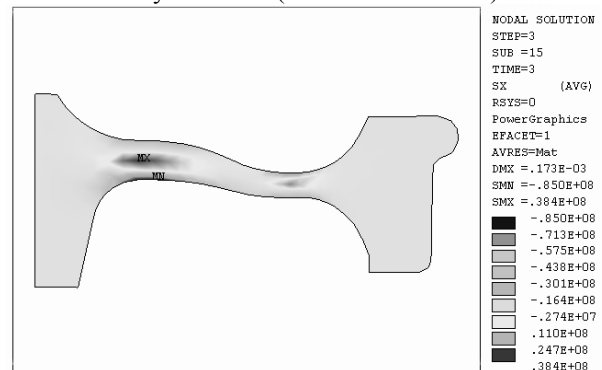


Рис. 7. Распределение радиальных напряжений σ_{rr} в момент времени С (19800 с)

Был проведен анализ распределений эквивалентных напряжений, рассчитанных по энергетическому критерию Губера-Мизеса-Генки σ_{ms} . Здесь интересны только зоны максимумов, полученные картины достаточно наглядно демонстрируют распределения остаточных напряжений после термической разгрузки колеса. Было видно, что присутствуют остаточные напряжения в переходных зонах от диска к ступице и к ободу.

На рис. 8 приведено поле пластических деформаций. Эти деформации возникают к моменту времени А, а затем остаются неизменными, так как разгрузка осуществляется линейно. Здесь также вполне отчетливо просматриваются зоны пластических (остаточных) деформаций.

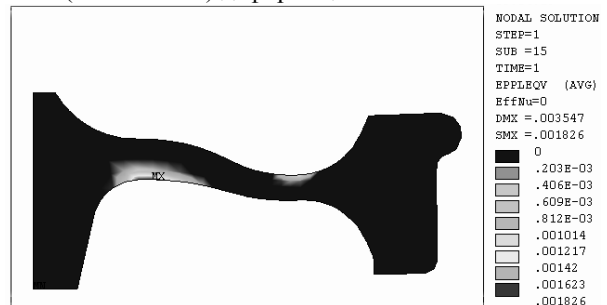


Рис. 8. Распределение приведенных пластических деформаций по Мизесу σ_{msp}

Таким образом, в результате расчетов были определены поля температур в цельнокатаных колесах для различных режимов торможения, а также соответствующие им поля напряжений. Для наиболее критических режимов торможения были получены распределения пластических напряжений и остаточных деформаций в соответствующих зонах. Полученные результаты используются для проектирования новых конструкций цельнокатаных вагонных колес, которые применяются как на магистральном, так и на промышленном транспорте.

Библиографический список

1. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукотел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981.
2. Lundén R. Contact region fatigue of railway wheels under combined mechanical rolling

perssure and thermal brake loading. – Wear. - 1991. - №144. – P. 57 – 70.

3. Auswahl der Parameter für die Untersuchung von thermischen Grenzen der Räder und Bremsklötze / ORE – FRAGE B 169. – Utrecht: ORE, 1987. – Bericht B 169/ RP 1. – 27 s.

*Рекомендовано до публікації д.т.н. С.Е. Блохіним
15.02.2001 р.*

© Сладковский А.В., Ситаж М., Сладковская О.П.

22	Литвинский Г.Г. Проходческий комбайн "MIR"	94
23	Сургай Н.С., Кулиш В.А., Карпенко А.В. Энергосберегающий подход к использованию высокопроизводительного оборудования непрерывного действия на открытых горных работах	97
24	Верескун В.Д., Балон Л.В., Верескун Е.В. Оптимизация режимов управления тормозами карьерного поезда при совместном использовании различных тормозных систем	102
25	Риполь-Сарагоси Т.Л. Технология механической осушки сжатого воздуха – как средство обеспечения безопасности движения подвижного состава	108
26	Балон Л.В., Яницков И.А. Регулирование скорости наполнения тормозных цилиндров локомотивов	112
27	Дидык Р.П., Кравченко Ю.Г., Мелешик В.А. Силы и температура резания при точении композитами износостойких чугунов	114
28	Габіна І.С. Моделювання параметричних коливань підійомної посудини шахтної врівноваженої установки при взаємодії з жорстким армуванням під час аварійного гальмування	118
29	Сладковский А.В., Гондарь И.Н., Сладковская О.П. Тестовая модель прохождения железнодорожным колесом неровности пути	122
30	Сладковский А.В., Ситаж М., Сладковская О.П. Анализ температурных напряжений в железнодорожных колесах промышленного транспорта	127
31	Сладковский А.В., Хмиленко В.С., Рубан В.И. Восстановление профиля рабочей поверхности колесных пар машин рельсового транспорта металлургических предприятий и ГОКов	132
32	Зиборов К.А. Разработка элгергоресурсосберегающего привода транспортного средства	137
33	Чермалых В.М., Чермалых А.В., Данилин А.В. Построение системы фаззи-управления для уменьшения динамических нагрузок в сложных электромеханических установках	140
34	Калашников О.Ю., Держинский В.А. Формирование технической политики АО «НКМЗ» в области производства горного оборудования	146
35	Крыськов О.Д. Структура технологической операции изготовления детали резанием с технологическим переходом "фрикционное формообразование"	153
36	Алімов В.І., Єгоров М.Т., Штихно А.П. Удосконалення деформаційно-термічного зміцнення швидкорізальних сталей	157
37	Гутько Ю.И. Энергоносители для паровоздушных молотов	161
38	Драгобщкий В.В. Определение технологических параметров получения штамповочных изделий при штамповке и сварке изрывом	164
39	Зеленцов Д.Г. Новые конечные элементы переменной жесткости для расчета конструкций, подверженных коррозионному износу	169
40	Гльчук О.І. Дослідження вуглецевих сталей з використанням мультифрактального формалізму	174
41	Кассов В.Д. Повышение надежности сварных узлов горношахтного оборудования	177