

Министерство образования и науки Российской Федерации

Алтайский государственный технический  
университет им. И.И.Ползунова



## **НАУКА И МОЛОДЕЖЬ**

3-я Всероссийская научно-техническая конференция  
студентов, аспирантов и молодых ученых

### **СЕКЦИЯ**

**ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ  
ПРОИЗВОДСТВ**

### **ПОДСЕКЦИЯ**

**ДИНАМИКА И ПРОЧНОСТЬ МАШИН**

Барнаул – 2006

ББК 784.584(2 Рос 537)638.1

3-я Всероссийская научно-техническая конференция студентов, аспирантов и молодых ученых "Наука и молодежь". Секция «Технологии и оборудование автоматизированных производств». Подсекция «Динамика и прочность машин». / Алт.гос.техн.ун-т им. И.И.Ползунова. – Барнаул: изд-во АлтГТУ, 2006. – 28 с.

В сборнике представлены работы научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых, проходившей в апреле 2006 г.

Организационный комитет конференции:

Максименко А.А., проректор по НИР – председатель, Марков А.М., зам. проректора по НИР – зам. председателя, Арзамарсова А.А. инженер Центра НИРС и молодых учёных – секретарь оргкомитета, Татаркин Е.Ю., заведующий кафедрой «Общая технология машиностроения» АлтГТУ – руководитель секции, Балашов А.В. – редактор.

# АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРУГОГО КОНТАКТА ПРИ ВИБРАЦИОННОМ НАГРУЖЕНИИ В ПРЕДЕЛАХ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ

Злобин А.В. – аспирант

Максименко А.А. – научный руководитель

Предварительное смещение имеет место перед скольжением при увеличении сдвигающего усилия от нуля до силы трения покоя. С учётом этого явления, ранее считавшиеся жёсткими сопряжения деталей на самом деле не являются таковыми. К ним относятся болтовые, клиновые и соединения с натягом, которые теперь более правильно называть условнонеподвижными [1, 2]. Наряду с проблемами жёсткости явление предварительного смещения представляет значительный интерес в области конструкционного демпфирования колебаний. Это относится к механическим системам, при эксплуатации которых невозможно полностью исключить резонансные режимы.

Для иллюстрации процессов, происходящих в условиях трения покоя, рассмотрим контакт неподвижной шероховатой поверхности и шероховатого подвижного штампа, нагруженного статически приложенной нормальной силой и подвергающегося вынужденному динамическому воздействию в тангенциальном направлении. Для этого разработана и постоянно совершенствуется методика для расчёта амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) [3]. АЧХ дают возможность оценить относительную величину диссипации механической энергии в контакте, а также установить резонансные зоны и зоны устойчивой работы контактных пар.

Процесс получения амплитудно-частотных характеристик заключается в следующем: для заданных параметров контактирования (амплитудное значение внешней динамической нагрузки, физико-механические и геометрические параметры контактной пары) определяем амплитудное значение смещения для заданной частоты вынуждающей нагрузки по принятой модели и методике расчёта в тангенциальном направлении; изменяется только частота вынуждающей нагрузки при сохранении прочих условий контактирования пары. Затем строим зависимость амплитудных значений колебательных процессов от заданной частоты.

Важным является вопрос о характере влияния параметров шероховатого слоя на рассеивание энергии в контакте.

Материал контактной пары – сталь 3 со следующими механическими характеристиками:  $\sigma_T = 240 \text{ МПа}$ ;  $E = 2,0 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;  $\mu = 0,25$ . Масса верхнего колеблющегося тела  $m = 0,4 \text{ кг}$ . Усилие статического поджатия штампа  $N = 100 \text{ Н}$ .

В расчётах амплитуды колебаний динамическое воздействие подчиняется гармоническому закону  $P \sin \omega t$ , где  $P$  – амплитудное значение внешней вынуждающей нагрузки,  $\omega$  и  $t$  – циклическая частота и время процесса. Величина динамического воздействия  $P = 0,5 \text{ Н}$ .

Параметры шероховатости соответственно по первой и второй соприкасающимся поверхностям соединения:

$$v_1 = 1,8; v_2 = 1,8; b_1 = 1,6; b_2 = 1,6;$$

$$R_{a1} = 2,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}; R_{a2} = 2,0 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$r_1 = 1,85 \cdot 10^{-4} \text{ м}; r_2 = 1,85 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

что соответствует контакту поверхностей, полученных плоским шлифованием (кривая 1);

$$v_1 = 1,8; v_2 = 1,8; b_1 = 1,6; b_2 = 1,6;$$

$$R_{a1} = 0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}; R_{a2} = 0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$r_1 = 1,85 \cdot 10^{-4} \text{ м}; r_2 = 1,85 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

что соответствует контакту поверхностей, полученных плоским шлифованием (кривая 2);

$$v_1 = 1,6; v_2 = 1,6; b_1 = 2,5; b_2 = 2,5;$$

$$R_{a1} = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}; R_{a2} = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м};$$

$$r_1 = 2,25 \cdot 10^{-4} \text{ м}; r_2 = 2,25 \cdot 10^{-4} \text{ м},$$

что соответствует контакту поверхностей, полученных полированием (кривая 3), где  $\nu$ ,  $b$  – параметры кривой опорной поверхности, зависящие от вида механической обработки;  $R_a$  – среднее арифметическое отклонение профиля;  $r$  – радиус выступов шероховатого слоя [4].

На приведённом ниже рисунке по оси абсцисс отражена линейная частота процесса  $\nu$  в герцах, а по оси ординат – максимальное значение тангенциального смещения  $\Delta$  в метрах.

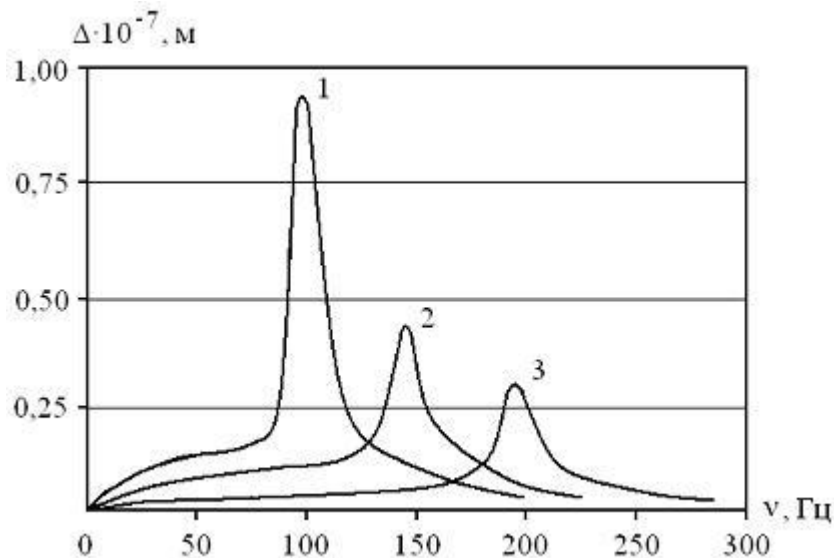


Рисунок 1 – Амплитудно-частотные характеристики тангенциальных контактных колебаний шероховатого штампа при различных параметрах микрогеометрии поверхностного слоя

Условия контактирования: 1 -  $R_{a1,2} = 2,0 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ ;

2 -  $R_{a1,2} = 0,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ ; 3 -  $R_{a1,2} = 0,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$

С увеличением шероховатости значительно увеличиваются резонансные амплитуды смещений и падают частоты процесса. Вместе с этим наблюдается рост величины рассеиваемой энергии контактом.

По площади, заключённой под кривой АЧХ, нельзя судить о величине рассеиваемой в контакте энергии. Сравнивая площади под кривыми, можно говорить только об отношении рассеиваемой энергии в контакте при изменении шероховатости поверхностей.

Предложенный метод позволяет анализировать диссипативные свойства механического контакта шероховатых тел при различных параметрах. К ним относятся – сила поджатия, масса колеблющегося тела и физико-механические свойства материала контактной пары.

Разработанная модель позволяет определять амплитудные значения тангенциального смещения, динамическую жёсткость и прочность контактной пары, частоты процессов и параметров резонанса, а также относительную величину диссипации механической энергии.

1. Максак В.И. Предварительное смещение и жёсткость механического контакта/В.И. Максак. – М.: Наука, 1975. – 61 с.

2. Максименко А.А. Динамика механического контакта в пределах трения покоя: Дис. докт. техн. наук. – Барнаул, 1995. – 247 с.

3. Перфильева Н.В. Контактные задачи в инженерных расчётах соединений деталей машин: учебное пособие/Алт. гос. тех. ун-т им. И.И. Ползунова – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2005. – 113 с.

4. Рыжов Э.В. Качество поверхности и контакт деталей машин/Э.В. Рыжов, Н.Б. Дёмкин. – М.: Машиностроение, 1981. – 224 с.

# ВЛИЯНИЕ ПЛАСТИЧЕСКИХ ДЕФОРМАЦИЙ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ УСЛОВНО-НЕПОЖВИЖНЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ ДИНАМИЧЕСКОМ КОНТАКТНОМ НАГРУЖЕНИИ,

Комаров А.В. - студент ДПМ-11

Химчинский С.Ю. - аспирант

Котенёва Н.В., к.т.н., доцент – научный руководитель

Интенсивность деформации, возникающей в зоне контакта двух тел, характеризует физическое состояние материала в локальном объёме и, в частности, определяет его запас пластичности, а, следовательно, и долговечность детали при контактном нагружении. Проблеме контактного взаимодействия деталей машин посвящено множество публикаций ученых, широко изучены вопросы, связанные с рассмотрением поведения контакта как в условиях статического, так и динамического нагружения. Причем контактирование, как правило, носит упругий характер. Между тем на практике, в большинстве случаев, имеет место упругопластический и пластический контакт. В связи с чем, исследование контактных задач пластичности, упругопластичности, а также других видов неупругости и было выбрано главным объектом исследования в данной работе. При контактном упругопластическом деформировании поверхности детали интенсивность деформации может оказаться одним из главных факторов, определяющих эффективность процесса.

Предложенный метод расчета контактных деформаций неупругих гладких тел органично сочетается с подходом применения классических контактных задач теории упругости.

Классическое уравнение связи контактной силы и деформации для статического сжатия двух упругих тел, поверхности которых могут быть описаны уравнениями второй степени, дал Герц [1].

$$\delta_0 = k P^{\frac{2}{3}} \quad (1)$$

С появлением на поверхности контакта пластической деформации упругие деформации, как известно, продолжают подчиняться зависимостям теории упругости, однако, очевидно, что при этом формула (1) должна быть скорректирована в соответствии с новыми условиями контакта:

$$\delta_y = k^{\frac{3}{2}} (P\pi RH)^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

Полное сближение в упругопластическом контакте сферы с контртелом состоит из двух слагаемых, остаточного сближения  $h$  и упругого сближения  $\delta_y$ , исчезающего со снятием нагрузки вследствие упругого восстановления сферы и контртела. Таким образом,

$$\delta = h + \delta_y \quad (3)$$

Приведенные выше формулы позволяют рассчитать полное сближение в упругопластическом контакте при статическом нагружении. На практике, как правило, все детали машин работают при динамическом воздействии нагрузок, вызывающих увеличение их контактных деформаций.

Уравнение движения контактирующих тел имеет вид:

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} = -\frac{P(\delta)}{m} \quad (4)$$

Как известно [1], при чисто упругом контактном соударении тел сближение  $\delta$  связано с динамической нагрузкой зависимостью Герца:

$$P(\delta) = k \delta^{\frac{3}{2}} \quad (5)$$

Очевидно, что с возникновением местной пластической деформации указанная зависимость нарушается. Вследствие этого для рассматриваемого общего случая применимо соотношение

$$P(\delta) = Z \delta^n, \quad (6)$$

которое, по своей структуре, аналогично формуле (5), но отличается от неё смыслом и значением коэффициента  $Z$  и показателя  $n$ . При этом предполагается, что на протяжении всего периода  $t$  постоянные  $Z$  и  $n$  остаются неизменными.

Решая дифференциальное уравнение (4) с учетом формул (3) и (6) можно расчетным путем определить максимальную силу удара, максимальное полное, остаточное и упругое сближения в контакте, а также продолжительность активной стадии соударения  $t^*$  при варьировании различных параметров (начальной скорости, твердости материала контртела, диаметра сферы и т.д.).

Таким образом, основные параметры динамического упругопластического контакта сферы с плоскостью могут быть определены расчетным путем с использованием, наряду с параметрами чисто упругого контакта, значений твердости материала, как при ударе, так и статическом нагружении. Учет дополнительного сближения контактирующих тел позволяет более точно оценить прочность контакта условно-неподвижных соединений, что обеспечит их долговечность в процессе эксплуатации.

Предлагаемая теоретическая модель расчета может быть использована не только для контакта гладкой упругой сферы с упругопластическим полупространством, но и для более широкого спектра контактных взаимодействий.

1. Тимошенко С.П., Гурьер Дж. Теория упругости. – М.: Наука, 1975. – 567 с.
2. Дрозд М.С., Матлин М.М., Сидякин Ю.И. Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. – М.: Машиностроение, 1986. – 220 с.

#### ВЫБОР ПОКАЗАТЕЛЯ СТЕПЕНИ $q$ ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ОБОБЩЕННОГО КОЭФФИЦИЕНТА ГИСТЕРЕЗИСНОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ $A_0$

Галимова Е.Е. – аспирант

Попович В.С. – научный руководитель

Оценка степени опасности работы проектируемой моторной установки на тах или иных критических (или близких к ним) числам оборотов двигателя возможны только на основе подсчета возникающих при этом в валу дополнительных вибрационных (резонансных) напряжений.

Существует значительная зависимость обобщенных коэффициентов демпфирования крутильных колебаний вала моторной установки с поршневым двигателем от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя.

Важнейшими источниками демпфирования крутильных колебаний в двигатели являются сопротивления имеющие характер вязкого трения (в подшипниках коленчатого вала и т.д.) и внутренние трения (гистерезис) в материале вала установки.

Все имеющиеся в моторной установке демпфирование (как линейное вязкое - в механизме двигателя, так и нелинейное, гистерезисное - в материале вала) оценивается некоторым обобщенным коэффициентом линейного (вязкого) демпфирования  $k_0$ . Численная величина этого коэффициента в конкретной моторной установке может быть сравнительно просто найдена экспериментальным путем.

При рассмотрении вопроса о влиянии конструктивных параметров моторной установки на обобщенные коэффициенты демпфирования  $k_0$  и  $a_0$  в статье [1], предполагалось, что показатель степени  $q$  в обобщенном выражении для всей работы демпфирования в моторной установке за цикл резонансных колебаний

$$A_{\text{возб}} = A_k + A_z = \nu a_0 \Phi_{1abc}^q \quad (1)$$

точно равнялся действительному гистерезисному показателю  $q$  для материала вала рассматриваемого конкретной установки.

Только при этом условии можно было вместо (1) написать

$$\mu k_{\omega} \Phi_{1abc}^q + \nu a \Phi_{1abc}^q = \nu a_0 \Phi_{1abc}^q \quad (2)$$

и получится отсюда выражение  $a_0 = a(1 + \frac{1}{\alpha})$ ,

использованное нами в статье [1] и при анализе закономерностей изменения опытных значений коэффициента  $a_0$ .

Однако обеспечить равенство показателей  $q$  в обеих частях выражения (2) удастся лишь в редких случаях.

Вопрос о выборе показателя  $q$  неизбежно должен возникнуть у экспериментатора, как только последний поставит перед собой задачу опытного определения коэффициента  $a_0$  в исследуемом им моторной установке по результатам торсиографирования. Это опытное значение коэффициента  $a_0$  определяется выражением:

$$a_0 = \frac{\lambda M_h}{v \Phi_{1abc}^{q-1}} \quad (3)$$

Отсюда легко видеть, что конкретная величина коэффициента  $a_0$  при известных из опыта значений  $\Phi_{1abc}$  и  $M_h$  сильно зависит от принятого экспериментатором для своих подсчетов по (3) значения  $q$ , которое входит в (3) не только в виде показателя степени при  $\Phi_{1abc}$ , но и в выражение для коэффициента  $v$ :

$$v = \sum \left[ (\varphi_{i-1} - \varphi_i) \frac{c_{i,i+1}}{\omega_p} \right]^q d^2 l \quad (4)$$

Но экспериментатор редко располагает точными данными в отношении величины  $q$  для материала вала его опытной моторной установки. Литературные данные по гистерезисным характеристикам сталей крайне ограничены. Опытное же определение коэффициентов  $a$  и  $q$  довольно сложно и требует специальных экспериментов.

Поэтому при подсчетах опытных значений коэффициента  $a_0$  по (3) для гистерезисного показателя  $q$  часто принимается некоторое приближенное (ориентировочное) значение, равное 2,3 или 3 (применительно к обычным расчетам амплитуд резонансных крутильных колебаний валов моторной установок).

Покажем, что при таком «произвольном» выборе величины гистерезисного показателя  $q$  в правых частях выражений (1) и (3) мы можем получить сильно искаженную картину закономерностей, которым подчиняется обобщенный коэффициент  $a_0$ .

Рассмотрим общий случай, когда в правых частях выражений (10) и (3) принят некоторый показатель степени  $q_0$ , отличный от действительного показателя  $q$  для материала вала интересующей нас моторной установки. Теперь при  $q_0 \neq q$  вместо (2) следует написать  $\mu k \omega \Phi_{1abc}^2 + v a \Phi_{1abc}^q = v_0 a_0 \Phi_{1abc}^{q_0}$ ,

где коэффициенты  $v$  и  $v_0$  подсчитаны по (4) при, соответственно, показателях степени  $q$  и  $q_0$ .

Отсюда получаем выражение для обобщенного коэффициента

$$a_0 = \frac{v a}{v_0} \cdot \frac{1}{\Phi_{1abc}^{q_0 - q}} + \frac{\mu k \omega}{v_0 a} \cdot \frac{1}{\Phi_{1abc}^{q_0 - 2}}$$

или

$$a_0 = \frac{v a}{v_0} \cdot \frac{1}{\Phi_{1abc}^{q_0 - q}} \left[ 1 + \frac{\mu k \omega}{v a} \cdot \frac{1}{\Phi_{1abc}^{q - 2}} \right] \quad (5)$$

С другой стороны, вводя, понятие об обобщенном коэффициенте линейного демпфирования  $k_0$ , вместо (2) имеем

$$\mu k \omega \Phi_{1abc}^2 + v a \Phi_{1abc}^q = \mu k_0 \omega \Phi_{1abc}^2,$$

откуда

$$k_0 = k(1 + \alpha),$$

где

$$\alpha = \frac{A_z}{A_k} = \frac{va}{\mu k \omega} \phi_{1abc}^{q-2}. \quad (6)$$

Величина  $a_0$  сильно зависит от правильности выбора расчетного показателя степени  $q_0$ . Только при  $q_0 = q$  и вытекающем отсюда равенстве  $v_0 = v$ ,

выражение (6) переходит в выражение  $a_0 = (1 + 1/\alpha)$ , исследованное в статье [1].

Эта формула послужила нам также основой для расчета и построения конкретной зависимости обобщенного коэффициента  $a_0$  от момента инерции  $\Theta_M$  маховика для установки четырехцилиндровый двигатель – маховик. В этой установке коэффициент  $\alpha$  убывает с увеличением  $\Theta_M$ , что является следствием изменения характера кривой формы свободных колебаний вала. Это уменьшения  $\alpha$  приводит, к увеличению  $a_0$  с увеличением  $\Theta_M$ . Но также следует, что с увеличением  $\Theta_M$  непрерывно возрастает (при  $M_H = \text{const}$ ) амплитуда  $\Phi_{1abc}$  резонансных колебаний левого (свободного) конца вала установки.

Очевидно, что при выборе  $q_0 > q$  мы, получим характер изменения коэффициента  $a_0$  в функции величины  $\Theta_M$  момента инерции маховика: обобщенный коэффициент  $a_0$  будет теперь падать с увеличением  $\Theta_M$ , и это падение будет тем более быстрым, чем больше разность  $q_0 - q$ .

Это указывает на необходимость проявления особой осторожности при анализе опытных данных по коэффициенту  $a_0$  и при обработке результатов экспериментов. Неправильный выбор показателя (когда  $q_0 \neq q$ ) может привести к превратной картине закономерностей изменения обобщенного коэффициента  $a_0$  и к совершенно случайным «опытным» значениям этого коэффициента.

Следовательно, есть все основания считать, что неправильный выбор показателя  $q_0$  при обработке результатов торсиографирования является одним из существенных источников для большого разброса приводимых в литературе опытных значений коэффициента  $a_0$ , с которым сталкивается конструктор при попытке выбрать подходящее значение этого коэффициента для рассчитываемой им установки.

Из выражения

$$\alpha(1 + \alpha)^{q-2} = \frac{va\lambda^{q-2}}{(\mu k \omega)^{q-1}}. \quad (*)$$

следует, что при  $M_H = \text{const}$  снижение частоты  $\omega$  свободных колебаний вала ведет к уменьшению коэффициента  $\alpha$ , если только уменьшение  $\omega^{q-1}$  не перекрывается увеличением

отношения  $\frac{v\lambda^{q-2}}{\mu^{q-1}}$ .

Снижение  $\omega$  может быть достигнуто, например, увеличением момента инерции  $\Theta_M$  маховика, установкой на коленчатом валу противовесов, уменьшением жесткости промежуточного вала и т. п. Во всех этих случаях, конечно, изменится кривая формы свободных колебаний вала и, как следствие этого, изменятся коэффициенты  $\lambda$ ,  $\mu$  и  $v$ . В итоге зависимость коэффициента  $\alpha$  (а следовательно и коэффициентов  $k_0$  и  $a_0$ ) от частоты  $\omega$  может оказаться сложной и различной по силе и напряжению. Установить ее конкретный характер можно только на основе детальных расчетов для каждого интересующего для нас типа моторных установок.

1. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Судпромгиз, 1962. 543с
2. Нечаев В.К. Графический метод определения частот собственных колебаний. Известия Томского индустриального института, т.54, вып.6, 1965.
3. Draminsky, Crankshaft Damping, J.M.E. Proc., Applied Mechanics. Vol.159, 1964



## ИСТОРИЯ РАЗВИТИЯ НАУКИ О СОПРОТИВЛЕНИИ МАТЕРИАЛОВ В РОССИИ

Белов Е. – ст. группы ТМ-41

Драчев М. – ст. группы ТМ-43

Спектор С.Г. – научный руководитель

Русская наука началась с организации Российской Академии наук в С.-Петербурге. Император Петр Великий занимался реорганизацией армии, начиная строить военно-морской флот и развивать промышленность России. Для всех этих нововведений он нуждался в образованных людях, и отсюда возникла необходимость развивать в стране систему образования. Петр начал с разработки планов построения Российской Академии и с этой целью вошел в контакт с Г. Лейбницем. Положение об Академии было готово в 1724 г., а ее деятельность началась только в 1727 г. после смерти Петра. Первая группа ученых прибыла из Западной Европы. В этой группе были два брата Николай и Даниил Бернулли, сыновья известного базельского математика Джона Бернулли. За братьями Бернулли вскоре последовал их друг Леонард Эйлер (1707-1783 гг.), который прибыл в С.-Петербург в должности члена-корреспондента Академии наук. Л. Эйлер вскоре становится членом академии и его деятельность оказывает огромное влияние на развитие науки не только в России, но и во всем мире.

Для Л. Эйлера основной интерес представляла чистая математика, но, находясь на службе у правительства России, он иногда должен был заниматься также вопросами техники: баллистикой, водяными турбинами, теорией кораблей и т. п. Вместе с Даниилом Бернулли он начал исследовать колебания стержней и дал полное решение задачи для случая призматического стержня с различными граничными условиями. В связи с развитием новой отрасли математики – вариационного исчисления – Л. Эйлер начал интересоваться кривыми прогибов тонких упругих полос и в приложении к своей книге дает полное решение этой задачи.

Работа в области науки о сопротивлении материалов, начатая Л. Эйлером, была продолжена его учениками, но ими не было получено ничего выдающегося, и вскоре интерес к этой науке в России исчез.

Возрождение интереса в России к сопротивлению материалов началось с организации в С.-Петербурге в 1809 г. новой инженерной школы Института инженеров путей сообщения. Впереди всех других стран по развитию инженерного образования в это время была Франция. При организации знаменитой Политехнической школы в Париже в процессе подготовки инженеров были введены некоторые новые особенности. Они заключались в весьма объемлющей предварительной подготовке студентов по таким фундаментальным дисциплинам, как математика, механика, физика и химия. Кроме того, вводилась система чтения лекций, лабораторной работы и периодические упражнения в решении задач. Эти нововведения в инженерном образовании имели большой успех, и другие страны последовали примеру Франции. Для организации института инженерных путей сообщения были приглашены французские инженеры, и в течение первых двадцати пяти лет существования школы занятия в классах велись на французском языке.

В 1820 г. два молодых инженера Г. Ламэ (1795-1870 гг.) и Б.П.Е. Клапейрон (1799-1864 гг.), окончив Политехническую школу и Французскую школу горных инженеров, прибыли в С.-Петербург, чтобы преподавать в новой русской инженерной школе. Деятельность этих двух людей имела большое влияние на развитие науки о сопротивлении материалов не только в России, но и за границей. Они были не только преподавателями института, но и инженерами-консультантами на различных стройках проводимых правительством. В связи с сооружением Исаакиевского собора они развивали новый метод исследования устойчивости арок. Во время работы над конструкцией подвесных мостов они стали интересоваться прочностью русского железа. Россия в то время была одной из наиболее передовых стран по производству железа, и было решено провести исследование механических свойств этого железа. Г. Ламэ спроектировал и построил в 1824 г. специальную испытательную машину, сходную с машиной Лагерхельма в Стокгольме. Результаты этих испытаний были

использованы при проектировании железных конструкций в России, и они упоминались в книгах по сопротивлению материалов.

Во время своей службы в С.-Петербурге эти два инженера написали свой представляющий большую ценность мемуар «О внутреннем равновесии твердых тел из однородных материалов». Он содержал не только вывод уравнений равновесия теории упругости, которые были уже известны в то время из работ Л. Навье и О Коши, но также и некоторые применения этих общих уравнений к решению задач, представляющих практический интерес. Они рассматривали, например, задачи о полном круговом цилиндре и сферической оболочке, нагруженных равномерным или внешним давлением, и вывели формулы для вычисления напряжений. Впоследствии этот мемуар был использован Г. Ламэ при подготовке его знаменитой книги «Лекции по математической теории упругости сплошных сред», первое издание которой появилось в 1852 г. После французской революции 1830 г. отношения между Россией и Францией расстроились, поэтому французские инженеры покинули Россию. Русские должны были заменить французских профессоров в институте, но, к счастью, последние уже успели подготовить для этой работы достаточно русских инженеров.

Среди людей, сделавших наибольший вклад в этот период в дальнейшее развитие инженерной науки в России, следует здесь упомянуть М.В. Остроградского (1801-1861 гг.) и А.Т. Купфера (1799-1865 гг.). М.В. Остроградский родился в селе под Полтавой. После окончания университета в Харькове он отправился в Париж, где стал учеником О. Коши, С. Пуассона и Ж. Фурье. Он известен главным образом своими работами по вариационному исчислению, но он сделал также вклад в теорию упругости и опубликовал два представляющих большую ценность мемуара о распространении волн в упругой среде. Он читал курс математического анализа в Институте инженеров путей сообщения и таким образом оказывал большое влияние на математическую подготовку молодых русских инженеров. А.Т. Купфер много вложил в экспериментальное изучение упругих свойств конструкционных материалов. В 1849 г. в России была основана центральная палата весов и мер и А.Т. Купфер был назначен первым директором этого учреждения. Он интересовался физическими свойствами металлов, поскольку они могли оказать влияние на эталоны измерения. Результаты его работ были опубликованы в годичных отчетах Центральной физической обсерватории за 1850-1861 гг. Относительно этих работ И. Тодхантер и К. Пирсон отмечают, что «вероятно, нет более полезных и исчерпывающих экспериментов, чем те, которые были проделаны А.Т. Купфером по определению упругих постоянных при колебаниях и по влиянию температуры» на упругие свойства материала. За работу по определению влияния температуры на модуль упругости металлов А.Т. Купфер получил в 1855 г. премию, утвержденную Гёттингенским королевским обществом. В 1860 г. А.Т. Купфер опубликовал книгу в которой были собраны все его многочисленные экспериментальные исследования. В предисловии он обращает внимание на большое значение, которое должно получить существование общегосударственного института по изучению упругих свойств и прочности строительных материалов. Он утверждает, что «публикацией сведений, касающихся полезных свойств металлов, будут снабжаться инженеры конструкторы. Эта деятельность могла также оказать благотворное влияние на улучшение качества материалов, поскольку компании будут стремиться улучшить свою продукцию с целью расширения рынка сбыта».

Из учеников М.В. Остроградского, внесших вклад в развитие науки о сопротивлении материалов в России, упомянем здесь Д.И. Журавского (1821-1891 гг.) и Н.П. Петрова (1836-1920 гг.), чья деятельность протекала во второй половине девятнадцатого века.

Н.П. Петров известен главным образом своей гидродинамической теорией трения, которая была первой работой в этой области, но, кроме того, им было много сделано и в области прочности материалов. Его основная работа была посвящена исследованию прочности рельсов. С целью экономии в России применялись в железнодорожных путях очень легкие рельсы, поэтому исключительно важным был вопрос о напряжениях, которые

вызывались в рельсах колесами локомотива. Статические задачи о напряжениях в рельсовой колее уже были решены Винклером. Н.П. Петров занимался исследованием динамических напряжений, которые вызывались плоскими участками ободов колес. Рассматривая рельс как сплошную балку на упругих опорах, Н.П. Петров получил необходимое дифференциальное уравнение, аналогичное тому, которое было получено Виллисом для балки со свободно опертыми концами, и интегрировал численно, находя перемещение рельса при помощи вычислений по шагам. Таким путем было вычислено максимальное динамическое напряжение, вызванное плоским участком некоторого принятого размера, и была показана важность сохранения идеальной формы поверхности колеса.

После Н.П. Петрова исследованиями напряжений в рельсовой колее интересовались другие русские инженеры и ими были развиты методы вычислений напряжений, которые впоследствии использовались в западной Европе и в США.

В то же самое время важная работа по математической теории упругости была выполнена в России Х.С. Головиным, который в 1882 г. опубликовал свое исследование об изгибе кривых стержней постоянного прямоугольного поперечного сечения. Трактую вопрос как двумерную задачу, Х.С. Головин смог получить решение для случая чистого изгиба кривого стержня и для случая изгиба при действии силы, приложенной на конце. Он показал, что распределение напряжений не зависит от значений упругих констант и для обычно применяемых пропорций арок оно примерно линейно так же, как и в случае прямых балок.

Когда по инициативе И. Баушингера было организовано Международное общество по испытаниям материалов, Россия присоединилась к этому обществу и принимала активное участие в его конгрессах, особенно под руководством хорошо известного русского инженера-мостостроителя И.А. Белелюбского (1815-1922 гг.). И.А. Белелюбский был директором лаборатории испытания материалов Института инженеров путей сообщения, вероятно, наиболее значительной лаборатории в этой области в России.

В конце 19-го в начале 20-го века Россия уже имела ряд инженеров, работавших в области сопротивления материалов и теории упругости и внесших значительный вклад в развитие этих наук, особенно в области теории упругой устойчивости и теории пластин. Мы упомянем здесь имя Ф.С. Ясинского (1856-1899 гг.), чья книга по устойчивости упругих систем представляла в то время наиболее полное исследование этого важного предмета. Студентов привлекали ясность и логичность его изложения, а также зачастую делавшиеся им обзоры новых проблем, что было связано с его большой деятельностью как инженера-строителя.

Вклад в усовершенствование исследования напряжений в теории корабельных конструкций был сделан двумя русскими инженерами А.Н. Крыловым и И.Г. Бубновым. А.Н. Крылов (1863-1945 гг.) занимался развитием практических методов исследования колебаний кораблей и методами исследования напряжений в киле, который рассматривался как балка на упругом основании. И.Г. Бубнов (1872-1919 гг.) занимался теорией изгиба прямоугольных пластин, в которых принимались во внимание не только поперечные силы, действующие в срединной плоскости пластины. Он также исследовал изгиб прямоугольных пластин, защемленных по всем краям, и подготовил первую удовлетворительную таблицу изгибающих моментов и прогибов для этого сложного случая. Благодаря работе этих двух выдающихся инженеров в России были наиболее современные монографии по теории конструкций кораблей.

Из этого краткого очерка развития сопротивления материалов в России можно сделать вывод, что публикации по этому вопросу, имевшие место в России до начала 20-го столетия, были на высоком уровне. Исследование более поздней литературы показывает, что в России в настоящее время продолжает проводиться значительная исследовательская работа в области изучения напряжений.

1. Прочность и колебания элементов конструкций, С.П. Тимошенко, Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1975, 704 стр.

## ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ ПО СОПРОТИВЛЕНИЮ МАТЕРИАЛОВ

Петухова И. П., Голод А. А., студенты группы ДПМ-31, АлтГТУ  
Барабаш Ю.Г., к.т.н., АлтГТУ, Зиновьев А.Т., к.ф.-м.н., ИВЭП

Данный лабораторный практикум предназначен для расчета лабораторных работ на определение перемещений при изгибе по дисциплине «Соппротивление материалов». Еще одной целью программы является проверка результатов, полученных студентами при выполнении данных лабораторных работ.

Программой производится расчет по следующим лабораторным работам:

- 1). Определение прогибов при косом изгибе;
- 2). Линейные и угловые перемещения сечений балки при плоском изгибе;
- 3). Расчет статически неопределимой балки;
- 4). Определение перемещений статически-определимой плоской рамы;
- 5). Определение перемещений в пространственном бруске;
- 6). Определение перемещений в статически определимой арке.

Программа разработана в среде Delphi на языке программирования Pascal.

Для реализации расчетов перемещений использовались:

- 1). Метод начальных параметров;
- 2). Метод вычисления с помощью интеграла Мора;
- 3). Метод вычисления с помощью правила Верещагина.

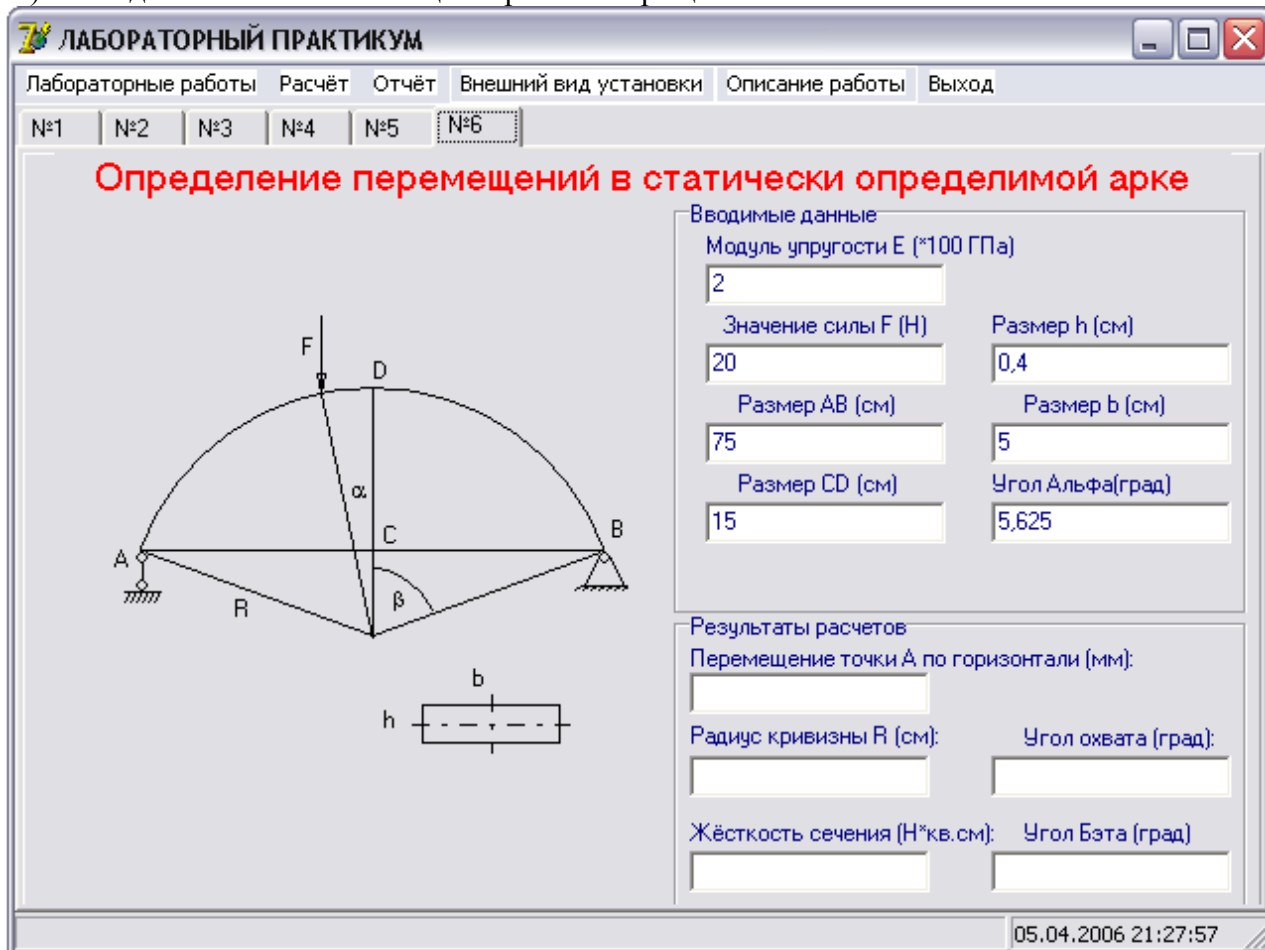


Рис. 1 Внешний вид программы

В программе представлены наглядные изображения установок, на которых проводились эксперименты с их описанием; теоретическая часть в виде цели и порядка выполнения работы; и расчетная часть, которая включает в себя исходные данные и полученный конкретный результат.

Имеется также возможность вывода на печать отчета с результатами расчетов в текстовом и графическом виде.

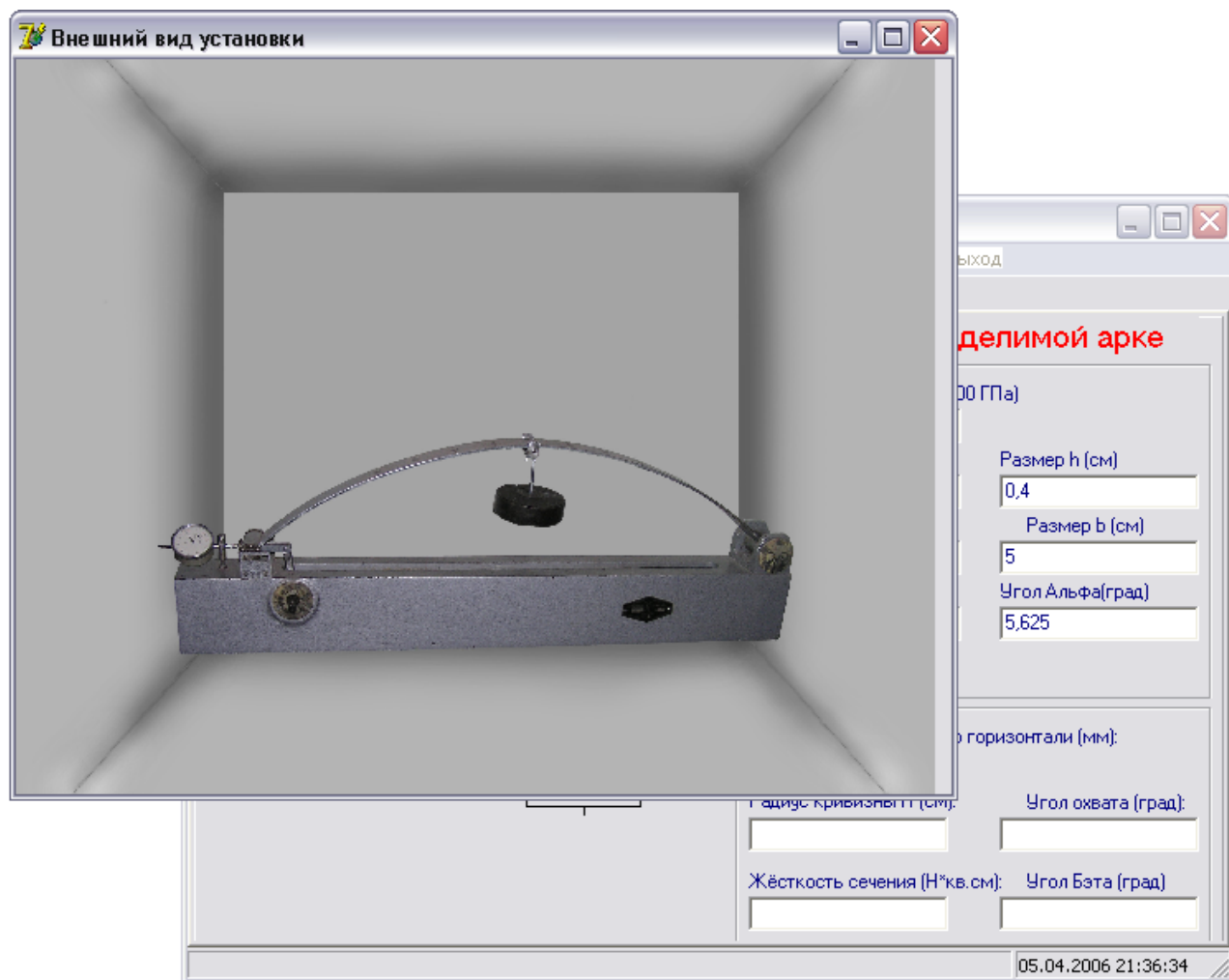


Рис. 2 Внешний вид установки

Литература:

1. Писаренко Г.С. и др. Сопротивление материалов. - Киев: Вища школа, 1986.
2. Фаронов В.В. Delphi. Программирование на языке высокого уровня. – СПб: Питер, 2005.

## НЕСТАЦИОНАРНОЕ ТЕРМИЧЕСКОЕ ВОЗДЕЙСТВИЕ НА УСЛОВНО НЕПОДВИЖНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Д.П.Вольных – ассистент

Перфильева Н.В.– научный руководитель

Проектирование, как процесс, весьма сложен и требует больших затрат средств и времени. Но все же эти затраты не сопоставимы с затратами необходимыми на экспериментальную проверку свойств будущего механизма или системы. Современные вычислительные комплексы позволяют с достаточной точностью моделировать практически все существующие явления. Что позволяет многократно снизить расходы и сроки внедрения идеи в жизнь. Однако возрастающий темп технического развития предъявляет все более жесткие требования к конечному продукту. Однако инженерный расчет, основанный, на хотя и адекватных упрощениях и допущениях практически исчерпал свои возможности. И в настоящее время все большее внимание уделяется созданию адекватных моделей, составление которых невозможно без учета всех даже незначительных свойств системы. Ранее сдерживающим фактором усложнения моделей системы являлась сложность расчета с использованием таких моделей. Но с появлением достаточно быстродействующей и относительно недорогой вычислительной техники появилась возможность применять сложные модели к простым системам для обеспечения более точного расчета. Одним из

факторов, ранее мало включаемых в инженерные расчеты, было трение покоя или его проявление – предварительное смещение. Доподлинно известно, что трение покоя больше трения скольжения, поэтому для того чтобы сдвинуть тело лежащее на поверхности необходимо приложить большее усилие, чем для продолжения движения, того же тела по поверхности[1-3].

Рассмотрим соединения с гарантированным натягом (прессовые соединения). В данной области произведены глубокие исследования, все результаты стандартизованы и занесены в таблицы, по которым выбирается величина допуска по величине минимального натяга, который рассчитывается по формулам, исходя из выбранного коэффициента трения. В свою очередь коэффициент трения изменяется в весьма широких пределах, и зависит от множества факторов: шероховатости поверхности, наличие смазки, скорости запрессовки и пр., от 0,08 при запрессовке до 0,14 при нагреве охватываемой детали. При этом величина натяга получается приближенной, и для особо ответственных случаев необходимо экспериментальная проверка результатов расчета. При обычном расчете, если коэффициент трения будет занижен, это приведет к перенапряжению в момент запрессовки и может вызвать разрушение соединения. Завышение коэффициента трения приведет к недостаточному усилию натяга и досрочному выходу соединения из строя. Помимо этого благодаря нелинейной характеристике сопротивления и диссипации энергии при динамическом воздействии, происходит дополнительное уменьшение жесткости соединения[1-3]. Данное уменьшение происходит как в нормальном направлении к поверхности так и в продольном и касательном направлении.

Вопросы динамического контактного взаимодействия вызывают особый интерес при проектировании машин, механизмов и элементов конструкций. Ввиду существенной нелинейности восстанавливающих сил в контакте вследствие эффекта Баушингера, и наличие большого числа изменяемых параметров, постановка контактной задачи и применение результатов на практике позволят более полно контролировать процесс проектирования.

Следует особое внимание обратить на переходные (не установившиеся) режимы работы соединений. Известно, что при достаточно быстром переходе из состояния покоя к установившемуся рабочему режиму и наоборот, эффекты и явления, возникающие в переходных режимах не учитываются. Такое допущение справедливо, и выполняется в большинстве случаев. Однако существуют процессы большая скорость протекания, которых вызывает обратный эффект. Одним из них является нагрев. Данный процесс ограничен физической теплопроводностью материала, и не может происходить сколь угодно быстро однако именно благодаря этому в деталях возникают термические напряжения. В соединениях с гарантированным натягом нагрев происходит с периметра охватываемого тела, в результат сил трения, и при интенсивном нагреве может возникнуть большой градиент температур между охватываемой и охватываемой деталями. Из свойств материалов известно что при нагреве происходит их расширение. При равномерном нагреве вала и ступицы изменения размера по которому происходит сопряжение деталей не происходит. Изменение внутреннего диаметра ступицы определяется формулой [4]

$$\delta = \Delta t \cdot \alpha \cdot d \quad (1)$$

где  $\Delta t$  – изменение температуры соединения,  $\alpha$  – коэффициент температурного расширения (сужения),  $d$  – диаметр вала или отверстия ступицы (диаметр сопряжения).

Если вследствие интенсивного нагрева, а также меньшей, по сравнению с основным материалом, теплопроводности контакта, температура вала и ступицы различаются из ф.1 следует, что при различных параметрах контакта возможен эффект ослабления соединения, т.е. изменение размеров вала и отверстия ступицы будут различны.

$$\delta_g = \Delta t_g \cdot \alpha_g \cdot d_g \quad (2)$$

$$\delta_o = \Delta t_o \cdot \alpha_o \cdot d_o \quad (3)$$

При прочих равных параметрах кроме изменения температуры ослабление натяга произойдет на величину:

$$\Delta\delta = \delta_o - d_\epsilon = \delta_\epsilon = \alpha \cdot d \cdot (\Delta t_o - \Delta t_\epsilon) \quad (4)$$

Обозначив  $(\Delta t_o - \Delta t_\epsilon)$  – разницу температур между сопрягаемыми деталями через  $\xi t$  – градиент температуры представим ф.4 в виде:

$$\Delta\delta = \alpha \cdot d \cdot \xi t \quad (5)$$

Используя таблицы допуска и посадок можно определить величину градиента температуры при котором произойдет потеря несущей способности соединения, приравняв  $\delta$  – натяг, к  $\Delta\delta$ .

$$\delta = \Delta\delta = q_0 \cdot d \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = \alpha \cdot d \cdot \xi t \quad (6)$$

Здесь прослеживается обратная связь уравнения 6 с определением температуры нагрева охватывающей детали. Т.е градиент  $\xi t$  будет равен  $\Delta t > \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{\alpha \cdot d}$  – температуре на которую следует нагреть ступицы для свободного соединения сопряжения [4].

Среднее значение такой температуры составляет сотни градусов, и конечно такого градиента у сопрягаемых деталей добиться практически невозможно, однако градиент даже в  $10^0$  С может изменить величину натяга до 5-6% что является существенным ослаблением, особенно в ответственных соединениях работающих в жестких условиях нагружения. При этом если детали имеют различные коэффициенты температурного расширения необходимо брать дополнительную поправку на изменение рабочих свойств соединения от условий эксплуатации.

Таким образом, рассмотренная задача о влиянии переходных процессов на работоспособность соединения представляет интерес с точки зрения проектирования особо ответственных сопряжений, в частности в быстроходных зубчатых и фрикционных передачах. А также в сопряжениях большого размера.

1. Крагельский И.В., Михин Н.М. Узлы трения машин. – М.: Наука, 1984. – 280 с.
2. Демкин Н.Б. Контактное взаимодействие шероховатых поверхностей. – М.: Наука, 1970. – 227 с.
3. Демкин Н.Б. Развитие теории фрикционного контакта // Трение и износ. – 1992. – Т.13, № 1. – С. 67–71.
4. Решетов Д.Н., Детали машин.: М.: Машиностроение, 1975. – 655 с.

#### ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАВНОПРОЧНОСТИ ПОЛОЙ БАЛКИ КРУГЛОГО ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ЗА СЧЕТ ИЗМЕНЕНИЯ РАЗМЕРА НАРУЖНОГО ДИАМЕТРА

Середа В.В. – студент гр. ДПМ-41

Злобин А.В. – научный руководитель

В случае изгиба сложных конструкций балок, когда равенство напряжений по сечению принципиально не достижимо, равнопрочными считают детали, у которых одинаковые максимальные напряжения в каждом сечении. При изгибе условие равнопрочности заключается в равенстве отношения изгибающего момента, действующего в каждом данном сечении, к моменту сопротивления данного сечения. Понятие равнопрочности применимо как к деталям так и к конструкциям в целом. Равнопрочными являются также конструкции, детали которых имеют одинаковый запас прочности по отношению к действующим на них нагрузкам.

Формы, требуемые условием равнопрочности, иногда трудно выполнить технологически, и их приходится упрощать. Неизбежные почти во всякой детали дополнительные элементы (цапфы, буртики, выточки, резьбы), вызывающие иногда местное

усиление, а чаще концентрацию напряжений и местное ослабление детали, также вносят поправки истинное распределение напряжений в детали.

По всем этим причинам понятие равнопрочности деталей относительно.

Конструирование равнопрочных деталей сводится к воспроизведению оптимальных форм, диктуемых условием равнопрочности, при всемерном уменьшении влияния источников концентрации напряжений. Выигрыш в массе от применения принципа равнопрочности зависит от типа нагружения и способа придания равнопрочности. Особенно важно соблюдать условия равнопрочности для дисковых деталей, вращающихся с большой частотой (роторы, турбины, центробежные и аксиальные компрессоры). Центробежные силы, возникающие в таких деталях, вызывают напряжения, возрастающие по направлению к ступице в результате суммирования центробежных сил кольцевых слоев металла по направлению от периферии к центру. Условие равнопрочности в данном случае требует утонение диска к периферии. Эта мера уменьшает массу диска.

По условию равнопрочности переменный наружный диаметр детали определяется из выражения:

$$D = D_0 \sqrt[3]{\frac{1 - \alpha_0^4}{1 - \alpha^4} \cdot \frac{2l}{J}},$$

где  $\alpha_0 = d_0/D_0$  – отношение диаметра отверстия к наружному диаметру исходной детали,  $\alpha$  – текущее значение  $d_0/D$  для равнопрочной детали (рисунок 1).

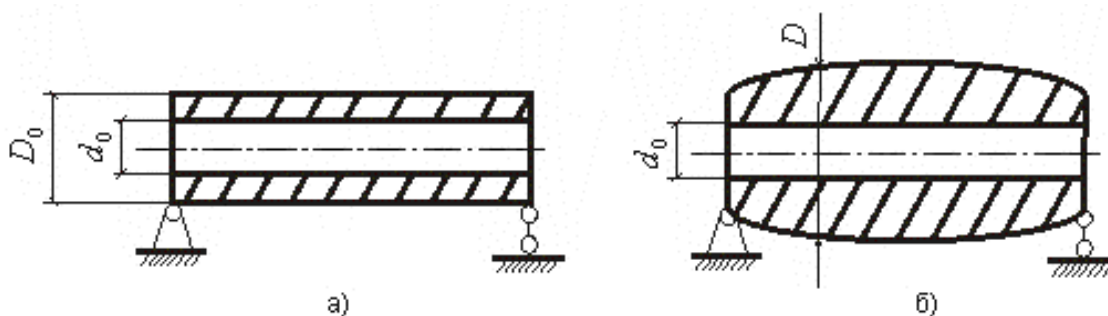


Рисунок 1

1. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учебник для вузов – 9-е изд., перераб. – М.: Гл. ред. физ.-мат. лит. 1986. – 512 с.

## ПРОГРАММА РАСЧЕТА НА УСТОЙЧИВОСТЬ СЖАТОГО СТЕРЖНЯ

Животягина В.И., Перфильева А.Д., студенты группы ДПМ-41, АлтГТУ  
 Барабаш Ю.Г., к.т.н., АлтГТУ, Зиновьев А.Т., к.ф.-м.н., ИВЭП

Наука о сопротивлении материалов возникла в эпоху Возрождения, когда развитие техники, мореплавания, военного дела потребовало научных обоснований, необходимых для постройки крупных морских судов, мостов, гидротехнических сооружений и других сложных конструкций.

С течением времени стало необходимо рассчитывать большие числа, искать справочные материалы из различных источников. В связи с этим мы разрабатываем вспомогательные программные продукты для различных видов расчета курса «Сопротивление материалов».

Эта программа предназначена для контроля знаний по сопротивлению материалов у студентов, которая поможет преподавателям при проверке знаний и студентам при выполнении поставленных перед ними задач. Данный программный продукт написан в объектно-ориентированной среде Delphi 7.

Разработанная программа позволяет производить все виды расчетов на устойчивость сжатых стержней:

- проектировочный расчет;
- проверочный расчет;



- определение критической силы.

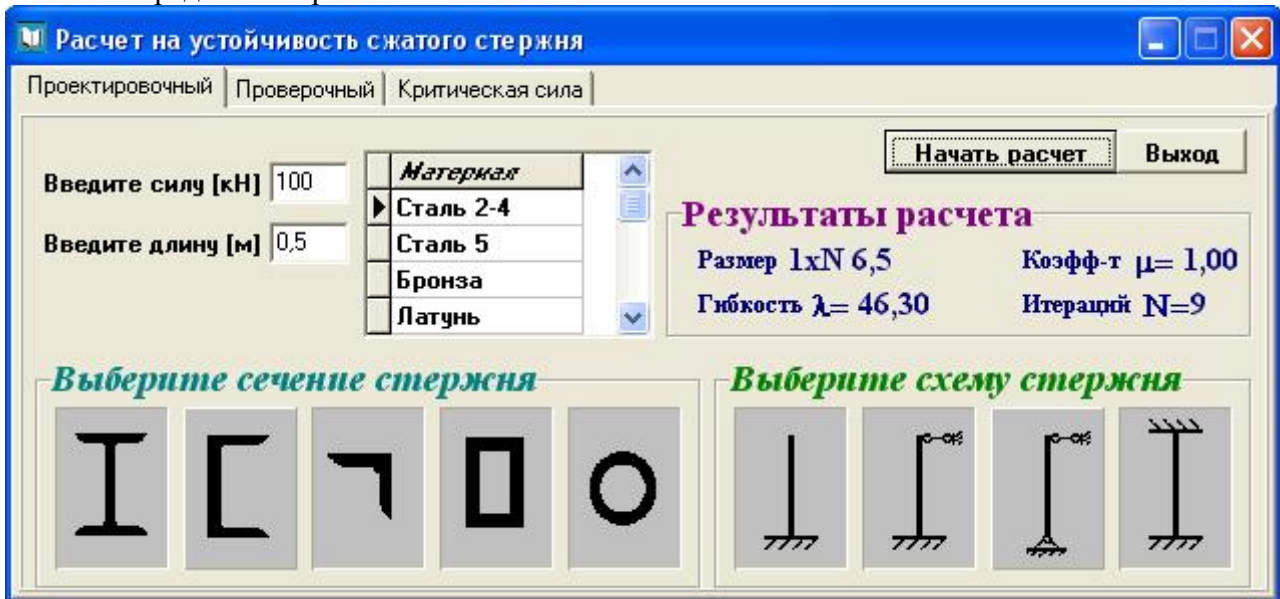


Рис.1 Внешний вид закладки «Проектировочный» программы «Расчет на устойчивость сжатого стержня»

В программе учтены все варианты закрепления концов стержня, от которых зависит величина гибкости стержня.

В распоряжении пользователя есть выбор форм сечения стержня:

- прямоугольное;
- круглое;
- двутавр;
- швеллер;
- равнобокие уголки.

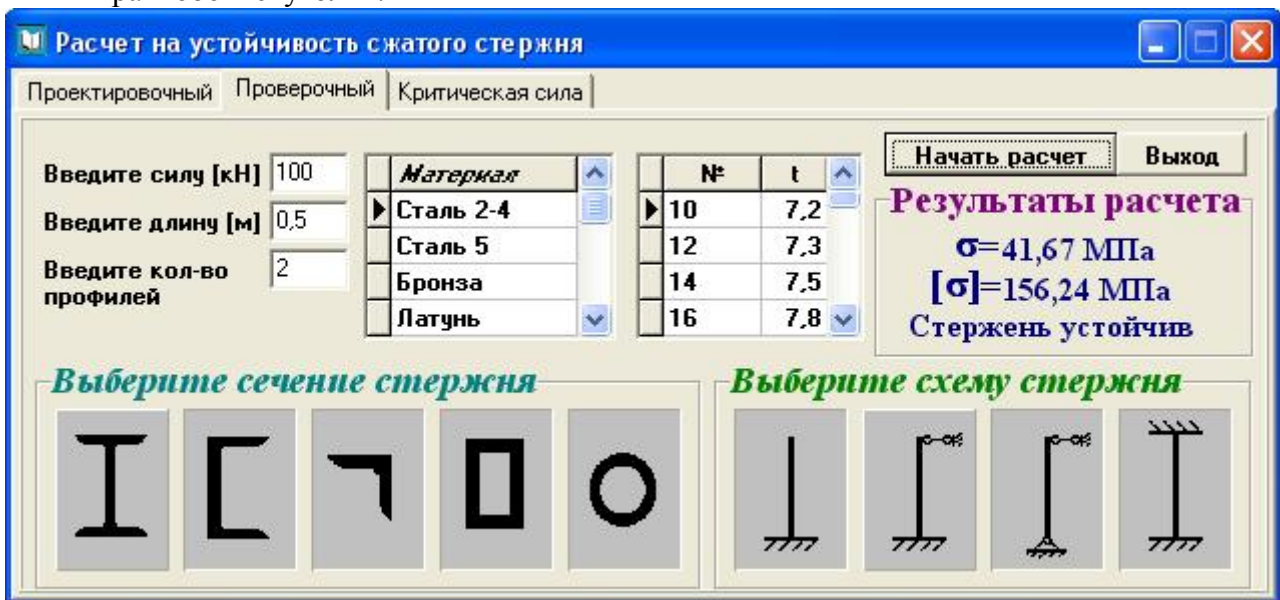


Рис.2 Внешний вид закладки «Проверочный»

Программа также содержит базу данных со справочным материалом о механических свойствах различных материалов, геометрических характеристиках сортамента и коэффициентах допускаемых напряжений. База данных создана по технологии ADO в формате .mdb.

Проверочный расчет производится с применением коэффициента допускаемых напряжений; проективный расчет методом последовательных приближений, критическая

сила определяем в зависимости от условий задачи либо по формуле Эйлера, либо по формуле Ясинского.

Для выполнения расчета пользователь щелчком мышки на нужном изображении выбирает форму сечения стержня и его расчетную схему, в соответствующие поля ввода заносит исходные данные, выбирает из базы данных материал стержня и, при необходимости, сортмент.

Результаты расчета представлены на форме рядом с исходными данными для удобства их восприятия.

1. Писаренко Г.С. и др. Соппротивление материалов. - Киев: Вища школа, 1986.
2. Фаронов В.В. Delphi. Программирование на языке высокого уровня. – СПб: Питер, 2005.

## ПРОГРАММА РАСЧЕТА СТАТИЧЕСКИ-НЕОПРЕДЕЛИМОЙ БАЛКИ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ

Козлова А. М., студентка гр. ДПМ-21, Козлов А. М., студент гр. ДПМ-41, АлтГТУ  
 Барабаш Ю.Г., к.т.н., АлтГТУ, Зиновьев А.Т., к.ф.-м.н., ИВЭП

Целью данной программы является расчет статически неопределимой конструкции и ее элементов на прочность и жесткость. Эта программа имеет два раздела: первый раздел посвящен расчету на прочность, второй— расчету на жесткость. Рассмотрим каждый из этих разделов.

Раздел расчета на прочность подразделяется на проектировочный и проверочный расчеты. Суть проектировочного расчета заключается в нахождении по условию прочности размеров поперечного сечения стержня по известным нагрузкам для выбранного материала. Суть проверочного расчета заключается в проверке детали на возможность выдержать заданную нагрузку при известных размерах и материале, из которого изготовлена деталь. Для выполнения расчета на прочность и расчета на жесткость в нашей программе предусмотрено наличие баз данных, выполненных по технологии ADO и содержащих необходимые значения параметров сечений, коэффициенты допускаемых напряжений и т.д.

В начале расчета пользователь выбирает тип закрепления балки: жестко закреплена (справа или слева) или находится на шарнирных опорах. В случае шарнирных опор задаются типы шарниров: шарнирно-подвижная или шарнирно-неподвижная опора, а также их координаты. Далее пользователь вводит в программу следующие параметры: значения и координаты силы и момента, а для распределенной нагрузки - ее величину, координаты начала и конца нагрузки.

Выполняются расчеты как статически определимой, так и статически-неопределимой балки, причем степень статической неопределимости балки ограничена только ресурсами компьютера.

Расчет на жесткость производится по методу начальных параметров, т.е. с помощью формул

$$EJ_x \Theta = EJ_x \Theta_0 + \Sigma M(z-l_M) + \Sigma F \frac{(z-l_F)^2}{2} + \Sigma q \frac{(z-l_q)^3}{6}$$

$$EJ_x y = EJ_x \Theta_0 z + EJ_x y_0 + \Sigma M \frac{(z-l_M)^2}{2} + \Sigma F \frac{(z-l_F)^3}{6} + \Sigma q \frac{(z-l_q)^4}{24}$$

Программа определяет прогибы и углы поворота сечений балки по всей ее длине.

Результаты расчета представлены в виде эпюр внутренних усилий, деформаций и пр. и числовых значений определяемых величин и могут быть сохранены в виде текстового или графического файла или распечатаны.

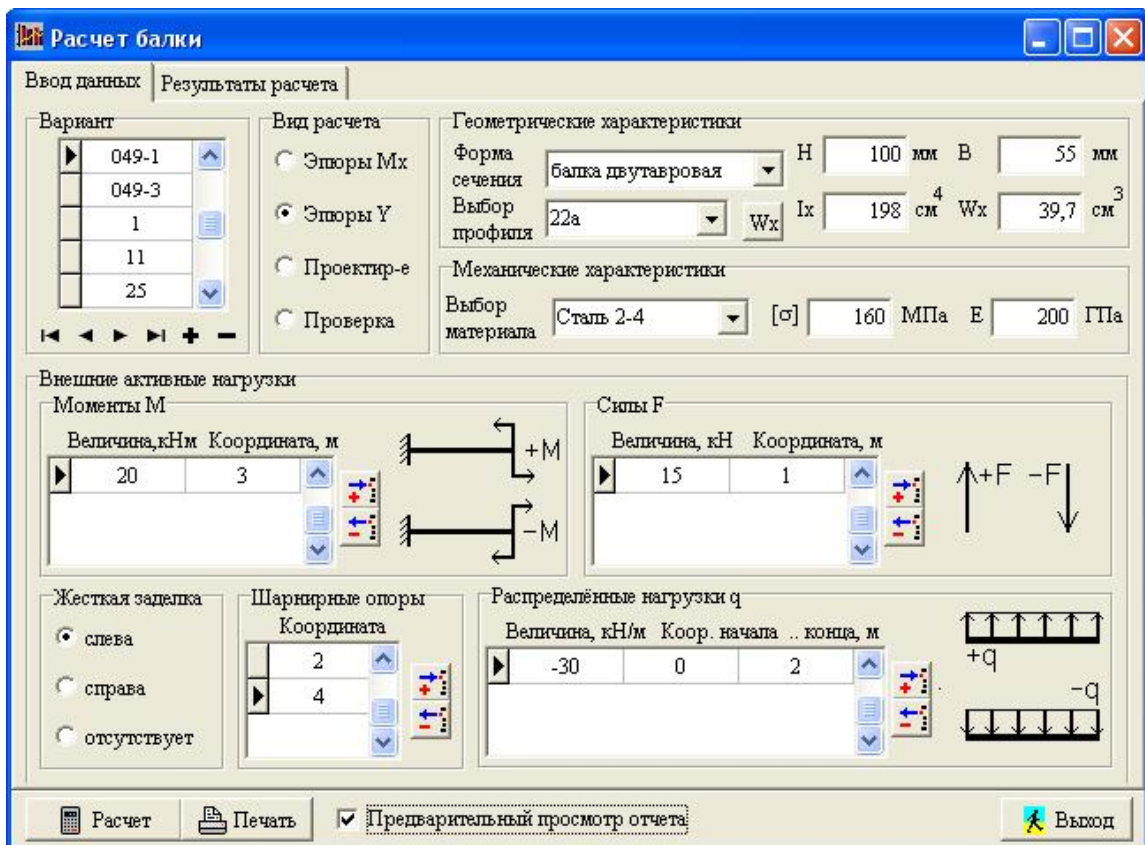


Рис.1 Внешний вид программы при вводе исходных данных

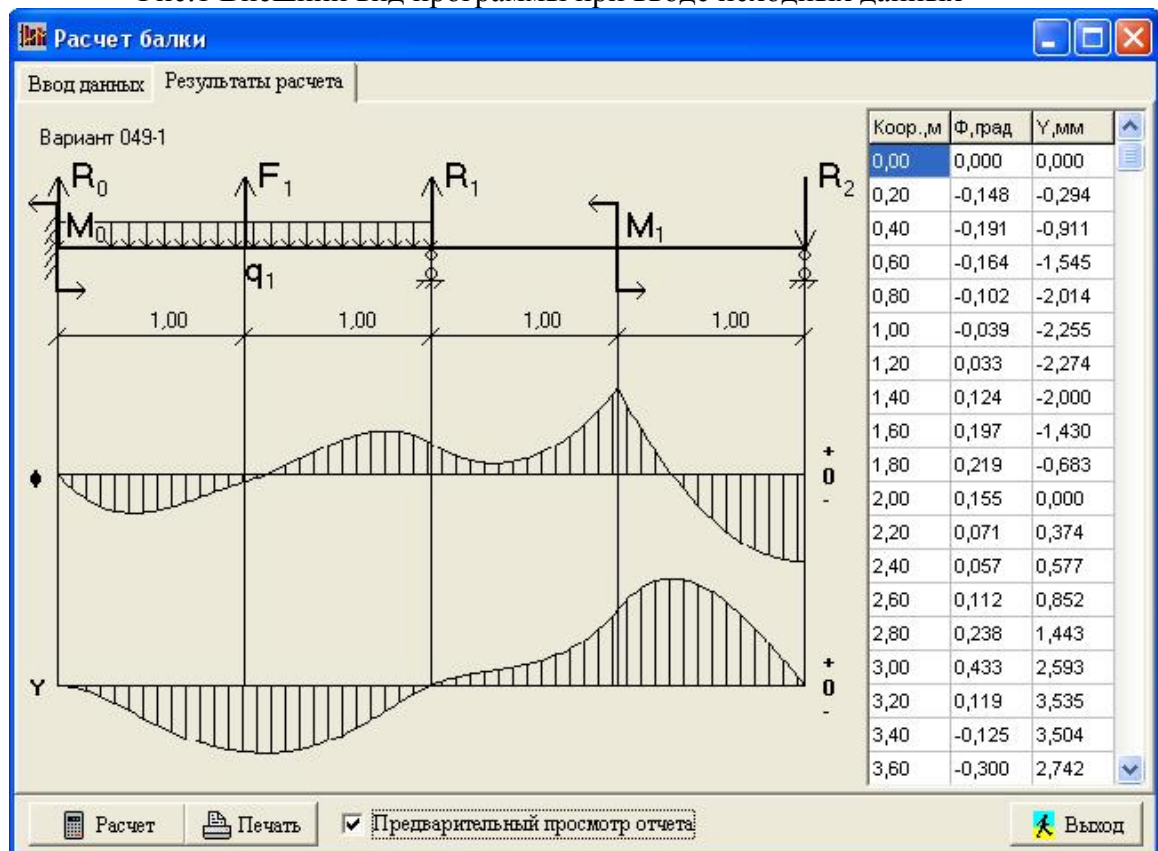


Рис.2 Внешний вид программы при выводе результатов расчета

Литература:

1. Писаренко Г.С. и др. Сопротивление материалов. - Киев: Вища школа, 1986.
2. Фаронов В.В. Delphi. Программирование на языке высокого уровня. – СПб: Питер, 2005.

## ПРОГРАММА РАСЧЕТА СТАТИЧЕСКИ НЕОПРЕДЕЛИМЫХ СТЕРЖНЕЙ

Атюков И.Р., Клипа Р.В. - студенты группы ДПМ-41  
Барабаш Ю.Г., к.т.н., АлтГТУ, Зиновьев А.Т., к.ф.-м.н., ИВЭП

В курсе сопротивления материалов зачастую приходится производить довольно длительные расчеты, в частности при расчете статически неопределимых конструкций. С целью избавления проектировщиков от рутинных утомительных расчетов разработан предлагаемый программный продукт.

Программа предназначена как для проектировщиков конструкций, представляющих собой много раз статически неопределимые стержни, так и для преподавателям для проверки студенческих расчетно-графических работ. Программный продукт создан в объектно-ориентированной среде Delphi 7.

Эта программа позволяет производит расчет стержней, к которым приложены как сосредоточенные силы, так и равномерно распределенные нагрузки. Возможен учет также собственного веса стержня, а также температурного воздействия.

Рис.1 Внешний вид страницы ввода исходных данных

их начальные параметры:

- геометрические размеры;
- площадь сечения;
- длина;
- модуль упругости;
- удельный вес;
- материал;
- коэффициент температурного расширения.

Также в программе учтены варианты заделки и стержня, количество рассматриваемых участков, величина зазора и есть ли он вообще, а также внешние и внутренние усилия, действующие на данное тело.



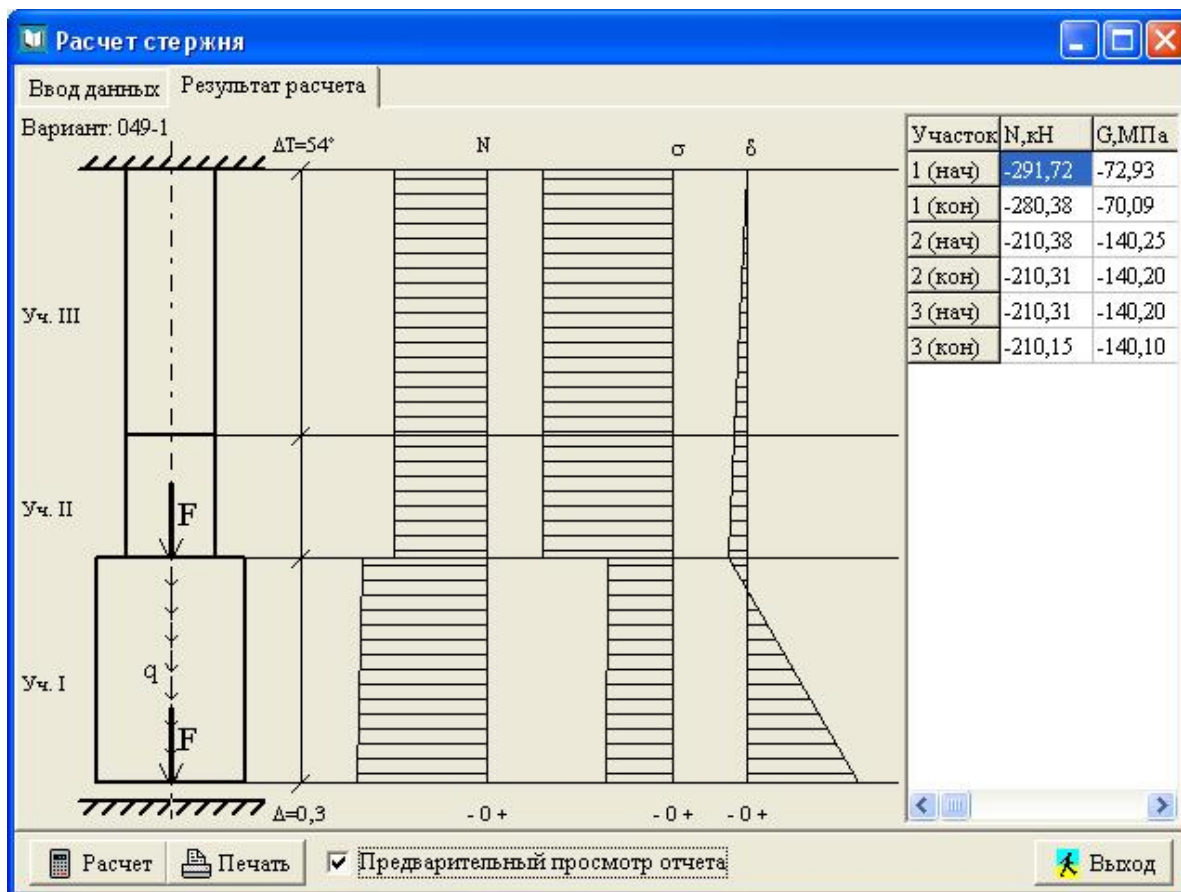


Рис.2 Внешний вид страницы вывода результатов расчета

В распоряжении пользователя есть выбор форм сечений:

- прямоугольное;
- круглое;
- треугольное;
- двутавровое;
- равнобокие и неравнобокие уголки.

После того, как все данные введены, пользователь может выбрать нужный ему расчет. Это может быть:

- построение эпюр на участках;
- проектировочный расчет;
- проверочный расчет;
- определение допускаемой нагрузки.

После обработки данных программа выводит результат о завершении расчетов и при ошибочном вводе данных выдает сообщение с некорректными данными.

Программа содержит обширную базу данных по геометрическим характеристикам сечений, содержащая в себе все необходимые справочные материалы для решения поставленной задачи.

1. Писаренко Г.С. и др. Сопrotивление материалов. - Киев: Вища школа, 1986.
2. Фаронов В.В. Delphi. Программирование на языке высокого уровня. – СПб: Питер, 2005.

## ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СВАРКИ ТРЕНИЕМ ДЕТАЛЕЙ СПЛОШНОГО КРУГЛОГО СЕЧЕНИЯ

Лутков С.О. – студент гр. ДПМ – 11

Злобин А.В. – руководитель

Белошапкин Г.В. – руководитель

Рассмотрим процессы, которые будут наблюдаться при сварке деталей сплошного сечения с помощью колебаний. Для этого рассмотрим совмещённую диаграмму в осях  $\tau, \text{кг/см}^2$  и  $l, \text{мм}$ .

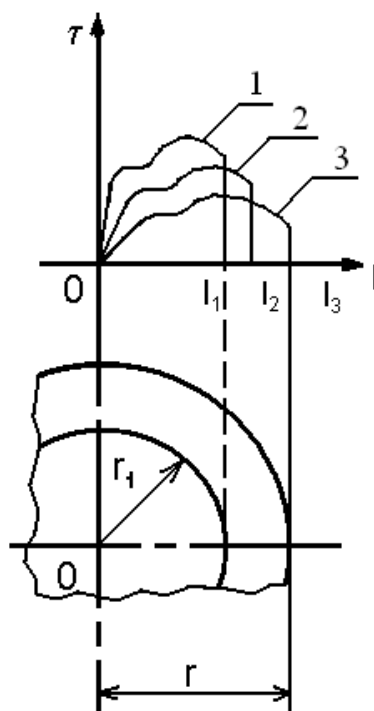


Рисунок 1

При сообщении колебаний деталям в начальный момент температура металла стыка равна температуре окружающей среды. Естественно, если при этой температуре произошло схватывание в какой-то точке (рисунок 2), то сопротивление сдвигу в этой точке отразится кривой 1.

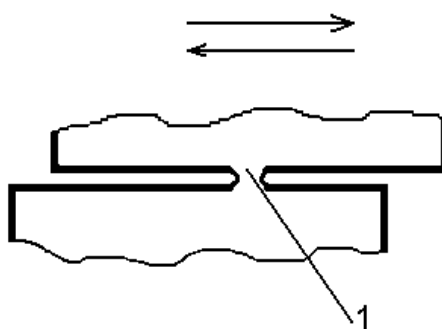


Рисунок 2 – Мостик схватывания

Разрушение мостика схватывания в этой точке произойдёт при перемещении равном  $l_1$ . Во всех точках поверхности лежащих в центральной части детали в пределах радиуса  $r_1$  разрушение схватившихся точек не произойдёт по той причине, что величина перемещения будет меньше той величины  $l_1$ , при которой при данной температуре происходит разрушение мостика схватывания. Во всех точках схватывания лежащих за пределами радиуса разрушение произойдёт обязательно. Одновременно с этим совершается работа и идёт выделение тепла за счёт работы сил пластической деформации и сил внешнего трения.

По мере нагрева металла стыка меняются и пластические свойства металла. В какой-то момент эти свойства будут отражаться кривой 2. При этом металл в схватившихся точках будет иметь повышенную температуру и допускать большие перемещения до разрушения по сравнению с перемещением  $l_1$ . Можно утверждать, что все схватившиеся точки в круге в пределах радиуса  $r_2$  не разрушаться, т.е. в сечении равном площади  $\pi r_2^2$  произошло сваривание металла. Это явление по мере нагрева металла будет распространяться к периферии и, наконец, достигнет температуры отображающей характеристику металла кривой 3.

Как можно заметить при колебательном движении сварное соединение начинает формироваться от центра детали, т.е. от оси колебания.

Можно отметить, что при колебании получить сварное соединение, например, стальной детали с алюминиевой не удастся. При колебательной сварке идёт процесс взаимного деформирования и ясно, что алюминий не способен подвергнуть деформации сталь. Этот пример показывает, что при колебательной сварке существует предел свариваемости разнородных металлов, определяемый расхождением физико-механических свойств свариваемой пары металлов.

1. Боуден Ф.П., Трейбор Д.А. Трение и смазка твёрдых тел – М.: Машиностроение, 1978. – 195 с.

2. Справочник по триботехнике: В 3 т. Т.1 Теоретические основы / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. – М.: Машиностроение, 1989. – 400 с..6 илл.

## УПРУГО-ПЛАСТИЧЕСКАЯ КОНТАКТНАЯ ЗАДАЧА ДЛЯ ОДНОРОДНЫХ ТВЁРДЫХ ТЕЛ

Перфильева А.Д - студентка гр.ДПМ-41

Котенева Н.В., к.т.н., доцент - научный руководитель,

Вопрос о контактной прочности однородных твёрдых тел имеет первостепенное значение для повышения долговечности, снижения металлоёмкости и для достижения высокой надежности работы машин и механизмов. Чаще всего в зоне силового контакта тел возникает местная упругопластическая деформация. Однако точное решение контактных задач с учетом пластической деформации наталкивается на непреодолимые пока ограничения математического характера. Этим, в частности, определяется необходимость и практическая целесообразность разработки инженерного метода расчёта. Отличительная черта этого метода, в сравнении с традиционным, состоит в том, что он базируется на понятии пластической твёрдости, впервые предложенном Дрозд М.С. [1].

При силовом контакте упругого сферического тела с плоской поверхностью упругопластического контртела (в частности толстой плиты, которую условно можно считать полупространством), деформирующегося с упрочнением, последнее, в начале нагружения, испытывает чисто упругую деформацию. На этой стадии напряжения и деформации в зоне контакта описываются решением Герца [2]. Причем их сближение  $\delta_0$  является степенной функцией контактной нагрузки  $P$ , т.е.

$$\delta_0 = k P^{\frac{2}{3}}. \quad (1)$$

С возрастанием контактной нагрузки  $P$  в контакте впервые возникает пластическая деформация, которая затем постепенно распространяется как на глубину, так и к поверхности контртела. При некоторой величине нагрузки на поверхности контртела зависимость Герца нарушается. С появлением на поверхности контакта остаточной деформации упругие деформации продолжают, как известно, подчиняться зависимостям теории упругости; однако, очевидно, что при этом обычные «упругие» формулы должны быть скорректированы в соответствии с новыми условиями контакта. Принципиальное отличие этих условий от условий чисто упругого контакта тел состоит в том, что при

наличии остаточной деформации сфера радиусом  $R$  находится в контакте не в точке, а с поверхностью остаточной вмятины, радиус кривизны которой равен  $R_1$ .

С учетом вышесказанного поправка к формуле Герца, учитывающая влияние пластической деформации контртела в зоне контакта на величину упругого сближения, может быть рассчитана по формуле [3]:

$$\delta_y = \frac{\delta_0}{\Omega}, \quad (2)$$

где  $\Omega = \left(1 + \frac{2h}{\delta_y}\right)^{\frac{1}{3}}$  - поправка к формуле Герца, учитывающая влияние пластической

деформации деформируемого тела на величину упругого сближения ;

$h = \frac{P}{2\pi RH}$  - остаточное сближение;

$H$  - пластическая твёрдость материала;

$R$  - радиус сферы.

Уравнение (2) содержит одно неизвестное  $\delta_y$ , поэтому может быть решено методом последовательных приближений. После преобразований получаем:

$$\delta_y = k^{\frac{3}{2}} (P\pi RH)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

Полное сближение в упругопластическом контакте сферы с контртелом состоит из двух слагаемых, остаточного сближения  $h$  и упругого сближения  $\delta_y$ , исчезающего со снятием нагрузки вследствие упругого восстановления сферы и контртела. Таким образом,

$$\delta = h + \delta_y \quad (4)$$

Приведенные выше зависимости исчерпывают задачу расчёта сближения в упруго пластическом контакте сферы с плоскостью при статическом нагружении. Далее предполагается распространить упруго-пластическую контактную задачу для однородных твёрдых тел на случай динамического нагружения, поскольку учёт дополнительного сближения контактирующих тел позволит более точно оценить прочность контакта, например в соединениях с натягом.

1. Дрозд М.С. Определение механических свойств металла без разрушения. – М.: Металлургия, 1965. – 171 с.
2. Тимошенко С.П., Гурьер Дж. Теория упругости. – М.: Наука, 1975. – 567 с.
3. Дрозд М.С., Матлин М.М., Сидяхин Ю.И. Инженерные расчеты упругопластической контактной деформации. – М.: Машиностроение, 1986. – 220 с.

#### ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА НА ПРИМЕРЕ МЕТОДА КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ.

Костарев М.Г. – аспирант

Попович В.С. – руководитель

С тех пор, когда получили развитие мощные вычислительные машины, стало возможно проводить исследовательские и проектные работы в самых различных отраслях промышленности и науки, не создавая прототипов и макетов будущих изделий. Конечно, отказаться от эксперимента и опыта не только нельзя, но и опасно, но бывают случаи, когда невозможно создать среду и условия, в которых будет работать будущее изделие, по причине сложности, опасности или дороговизны опытных работ (аэрокосмическая промышленность, ядерная энергетика, и.т.д.). Тут и приходят на помощь мощные ЭВМ. Моделируя и рассчитывая будущие изделия инженер или ученый могут выяснить, как поведет себя машина, конструкция, агрегат в определенных условиях эксплуатации. В таких случаях



нужно точно представлять условия работы изделия, что бы избежать ошибок при анализе результатов.

Наибольшее распространение при решении задач анализа и моделирования напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции получил численный метод конечных элементов (МКЭ).

Это видно из истории развития метода конечных элементов (МКЭ). Возникновение метода конечных элементов связано с решением задач космических исследований. Этот метод возник при решении задач строительной механики и теории упругости, а уже потом был осмыслен математиками, которые часто называют данный метод вариационно-разностным, подчеркивая тем самым его математическую природу. Они занимаются математическим обоснованием МКЭ, т.е. проводят теоретический анализ его сходимости и точности результатов. Представители же инженерного направления решают довольно сложные технические задачи, часто не задумываясь над строгим обоснованием применяемых ими приемов, а построенные алгоритмы и программы проверяют на известных точных решениях.

Связь МКЭ с процедурой минимизации позволила широко использовать его при решении задач в других областях техники. Метод применялся к задачам, описываемым уравнениями Лапласа или Пуассона (например, электромагнитные поля). Решение этих уравнений также связано с минимизацией некоторого функционала. Известны решения с помощью этого метода задач распространения тепла, задач гидромеханики и, в частности задач о течении жидкости в пористой среде.

Область применения МКЭ существенно расширилась, когда в 1968 г. было показано, что уравнения, определяющие элементы в задачах строительной механики, распространения тепла, гидромеханики, могут быть легко получены с помощью таких вариантов метода взвешенных невязок, как метод Галёркина или способ наименьших квадратов. Установление этого факта сыграло важную роль в теоретическом обосновании МКЭ, т.к. позволило применять его при решении многих типов дифференциальных уравнений. Таким образом, метод конечных элементов из численной процедуры решения задач строительной механики превратился в общий метод численного решения дифференциальных уравнений или систем дифференциальных уравнений. Этот прогресс был достигнут за довольно короткий срок, благодаря совершенствованию компьютерной техники.

В данной публикации говорится о том что область применения МКЭ не ограничивается машиностроением и строительством. Применение МКЭ в данном случае идет в области близкой к медицине.

Проектирование можно осуществить в любом САД-пакете.

Исследование можно разбить на несколько этапов:

1. Определение типа задачи (статика, динамика, гидравлика и т.д.), присвоение ей имени, создание чертежа конструкции и нагрузок.
2. Создание геометрии модели, пригодной для МКЭ.
3. Разбиение модели на сетку конечных элементов.
4. Приложение к модели граничных условий (закрепление на границе или граничные нагрузки)
5. Численное решение системы уравнений (автоматически).
6. Анализ результатов.

Этапы с 1 по 4 относятся к препроцессорной стадии и выполняются исследователем в ручную. Этап 5 это процессорная стадия и целиком выполняется ЭВМ. Этап 6 постпроцессорная стадия (анализ).

Численный анализ, к которому относят МКЭ, требует некоторой идеализации реальной конструкции. Поэтому результаты вычислений МКЭ не свободны от ошибок. Использование вычислительной техники в роли «черного ящика» без понимания основных процессов и этапов вычислений, может привести к существенным ошибкам.

Не исключены ошибки оператора.

Приступая к конечно-элементному анализу инженер должен понять:

- к какой области анализа относится задача;
- какая часть конструкции должна исследоваться по подробней;
- какие упрощения можно допустить в данной задаче.

Это требует определенно квалификации исследователя.

Ошибки могут возникать на различных стадия конечно-элементного анализа: при постановке задачи, дискретизации (построение модели), численном решении.

Ошибки постановки могут возникать когда неудачно выбран КЭ неправильно приложены нагрузки или граничные условия. Сама модель может геометрически не точно воспроизводить реальный аналог.

Ошибки дискретизации возникают при замене реальной конструкции ограниченным числом КЭ.

Ошибки возникающие при решении систем уравнений менее значительны, чем перечисленные выше два вида.

Таким образом успех анализа зависит от точности воспроизведения геометрии модели, граничных условий, свойств материала.

В нашем случае мы далеки от корректного решения так как наша модель весьма отдаленно напоминает челюсть человека, конечно-элементная сетка содержит определенное количество КЭ с нарушенной геометрией, тело представлено как изотропное и сплошное. Кость человека имеет пористую структуру что придает ей определенную гибкость и прочность. Она неоднородна. Закрепление реальной челюсти не так жестко как в принятой нами модели.

Но смотря на все эти недостатки мы все таки можем сделать некоторые выводы из полученных результатов.

Из медицинской практики известны различные травмы челюсти, как и где они возникают. На рисунке 1. можно видеть «слабые» участки ведь именно в этих зонах происходят переломы кости и разрывы сухожилий при ударах и вывихах.

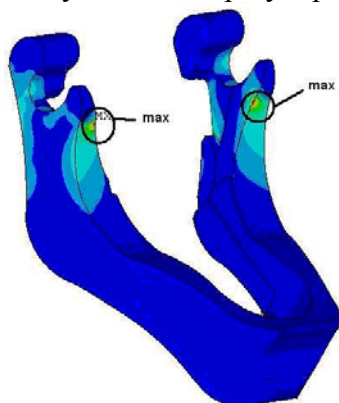


Рисунок 1

Таким образом не обладая конкретными и точными результатами решения можно сделать предварительные выводы о поведении «конструкции», и знать общие принципы взаимодействия.

Это объясняется тем что материал челюсти воспроизводится в программе как изотропный, обладающий пластичностью. На самом деле кость не имеет площадки текучести и ведет себя под нагрузкой как упругий материал.

МКЭ очень удобен для проектирования но его использования требует от инженера ясного понимания численных методов решения.

1. В.П. Прохоренко «SolidWorks2005 практическое руководство» Москва, Издательство «БИНОМ»

2. А.Б. Каплун, Е.М.Морозов, М.А. Олферьева. «ANSYS в руках инженера» Москва, издательство «УРСС»

## ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ЗАКЛЕПОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ С УЧЕТОМ УПРУГИХ КОНТАКТНЫХ СМЕЩЕНИЙ

Ушакова И.А., аспирант,  
Перфильева А.Д, студентка гр.ДПМ-41,  
Котенева Н.В., к.т.н., доцент - научный руководитель

Вследствие деформации в местах соприкосновения элементов конструкции передача давлений происходит по весьма малым площадкам. Материал вблизи такой площадки, не имея возможности свободно деформироваться, испытывает объемное напряженное состояние. Как показывают расчеты, контактные напряжения имеют явно местный характер и весьма быстро убывают по мере удаления от места соприкосновения. Несмотря на это, исследовать контактные напряжения и деформации необходимо для решения вопросов прочности многих ответственных соединений. К таким так называемым условно-неподвижным соединениям относятся: прессовые, клиновые, резьбовые и заклепочные соединения. Прочность и жесткость таких соединений во многом зависит от процессов, происходящих в контакте деталей соединений в нормальном и тангенциальном направлениях. Поэтому классический инженерный расчет на прочность должен дополняться расчетом контактных смещений соединений, что сможет гарантировать надежную работу конструкции в целом.

Заклепочное соединение неразъемное. В большинстве случаев его применяют для соединения листов и фасонных профилей. Соединение образуют расклепыванием стержня заклепки, вставленной в отверстие деталей (рис.1, где 1- обжимка, 2- прижим при машинной клепке, 3- замыкающая головка, 4- закладная головка, 5- поддержка).

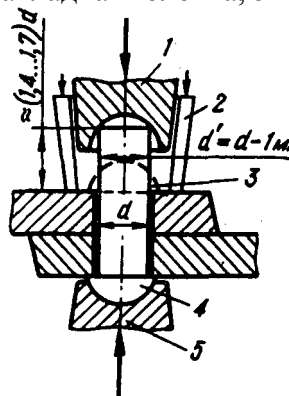


Рис.1

При расклепывании вследствие пластических деформаций образуется замыкающая головка, а стержень заклепки заполняет зазор в отверстии. Силы, вызванные упругими деформациями деталей и стержня заклепки, стягивают детали. Относительному сдвигу деталей оказывают сопротивление стержни заклепок и частично силы трения в стыке.

Заклепочные соединения применяют для деталей, материал которых плохо сваривается, и в тех конструкциях, где важно растянуть во времени развитие процесса разрушения. Например, разрушение одной или нескольких из тысяч заклепок крыла самолета еще не приводит к его разрушению, но уже может быть обнаружено и устранено при контроле и ремонте. В сварных соединениях образование трещин сопровождается высокой концентрацией напряжений, что приводит к ускорению процесса разрушения.

Заклепки изготавливают из стали, меди, латуни, алюминия и других металлов. Материал заклепок должен обладать пластичностью и не принимать закалки. Высокая пластичность материала облегчает клепку и способствует равномерному распределению нагрузки по заклепкам.

К инженерному расчету на прочность заклепочных соединений относится расчет на смятие и срез. Но для ответственных соединений точных машин и приборов, подверженных знакопеременным динамическим нагрузкам, этого недостаточно. В большинстве случаев при прочностных расчетах не учитывают деформации, перемещения, напряжения, возникающие

в поверхностных шероховатых слоях сопряженных деталей соединения в пределах трения покоя, а также за счет явления предварительного смещения. Эти упругие контактные перемещения как в нормальном, так и в касательном направлениях оказывают существенное влияние на прочность и жесткость.

В частности инженерная податливость заклепочного соединения увеличивается за счет контактной податливости шероховатого поверхностного слоя деталей соединения.

Итак, податливость за счет микронеровностей в контакте стержня заклепки и детали нормальном направлении будет определяться общим выражением:

$$K_N = \frac{X(t)}{N^*}, \quad (1)$$

где  $X(t)$  - нормальное контактное смещение, изменяющееся во времени в случае действия динамической нагрузки (определяется по методике расчета нормальных контактных колебаний [1,2]). Если имеется статическое нормальное нагружение, то в числителе выражения (1) учитывается величина сближения  $\delta$ , определяемая по формуле Крагельского-Демкина [3], с учетом того, что при сборке заклепочного соединения происходит частичное смятие шероховатостей на контактных поверхностях  $\approx 0,6R_z$ ;  $N^*$  - нормальное усилие, в случае динамического нагружения соединения, являющееся в каждый момент времени суммой нормальной статической составляющей и динамической силы  $N(x, t)$ , изменяющейся во времени.

Если соединение нагружено динамической или статической силой тангенциального направления, то необходимо в общем инженерном расчете на прочность учесть касательную контактную податливость шероховатого слоя:

$$K_\tau = \frac{\Delta(x(t); t)}{N^* f}, \quad (2)$$

Вид формулы для общего случая одновременного динамического нагружения соединения как в нормальном, так и в тангенциальном направлениях: где  $\Delta(x(t); t)$  - касательные контактные колебания, являющиеся функцией от  $x(t)$  – нормальных контактных колебаний в каждый момент времени [2].

Приведенная динамическая модель упругого контактного взаимодействия применительно к заклепочным соединениям позволяет проводить расчет на прочность и жесткость реальных соединений с учетом процессов, протекающих в контакте.

1. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Динамические контактные взаимодействия при сложном нагружении в условиях трения покоя // Известия вузов. Машиностроение. - 2002. - № 2-3. – С.28 –37.
2. Максименко А.А., Перфильева Н.В. Динамические контактные взаимодействия упругих квазистационарных систем // Ползуновский вестник.- 2002.- № 1.-С.103-105.
3. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ.- М.: Машиностроение.- 1977.-526 с.