МИНОБРНАУКИ РОССИИ

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Институт прикладной математики и механики

Кафедра «Теоретическая механика»

Работа допущена к защите

Зав. кафедрой, д.ф.-м.н., проф.

_____ А. М. Кривцов

"__"_____

**ДИССЕРТАЦИЯ**

**на соискание академической степени**

**МАГИСТРА**

**Тема:**

# МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ СТЕРЖНЕЙ

Направление: 01.04.03 – Механика и математическое моделирование

Выполнил студент гр. 63604/3 _____ Д. Краморов

Руководитель, к.ф.-м.н. _____ В. А. Кузькин

Санкт-Петербург

2016

## Содержание

Содержание ..... 2
Глава 1. Вводная часть ..... 3
1.1 Цель работы ..... 3
1.2 Актуальность ..... 3
1.3 Обзор литературы ..... 4
Глава 2. Основы метода конечных элементов ..... 7
2.1. Основная концепция метода конечных элементов ..... 7
2.2. Решение системы конечно-элементных уравнений ..... 11
Глава 3. Статическая потеря устойчивости ..... 15
3.1. Компьютерная модель ..... 15
3.2. Потеря устойчивости составного сечения ..... 16
3.3. Погрешность производства ..... 18
Глава 4. Динамическая потеря устойчивости ..... 20
4.1. Постановка задачи ..... 20
4.1. Расчет ..... 23
Заключение ..... 30
Охрана труда ..... 31
ЛИТЕРАТУРА ..... 36

# Глава 1. Вводная часть

### *1.1 Цель работы*

Конечно-элементное моделирование динамической потери устойчивости сплошных и тонкостенных стержней. Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

1) создание наиболее простой конечно-элементной модели стержня
2) исследование статической потери устойчивости тонкостенного стержня
3) исследование динамической потери устойчивости сплошного и тонкостенного стержней

Тонкостенный стержень — стержень, у которого все три основных размера (наибольший и наименьший размеры поперечного сечения и длина) являются величинами различного порядка. В отличие от обычных (сплошных) стержней, сечения тонкостенного стержня при деформации не остаются плоскими (явление депланации), что исключает возможность использования при расчёте гипотезы плоских сечений [1]. Благодаря лёгкости и экономичности, тонкостенные конструкции получили широкое распространение в строительстве. Относительно легкий вес также не ограничивает инженеров и производителей в выборе формы поперечного сечения профилей [2].

Основная часть расчетов производилась методом конечных элементов (МКЭ) в программе ABAQUS [3]. Для твердотельного построения статической потери устойчивости был выбран тип элементов 3D stress с 8 степенями свободы, для оболочечных – Shell с 4 степенями свободы. В динамическом случае – 3D wire shape с заданным сечением. Во всех постановках геометрический порядок сетки – линейный. При большом количестве элементов он дает точность близкую к квадратичному порядку, а вот скорость расчета становится выше. Материал конструкции – сталь (E=210 ГПа, $\nu$ =0.3) в упругой постановке.

### *1.2 Актуальность*

В настоящее время в мировой практике широкое распространение приобрели стержневые конструкции из оцинкованных тонкостенных холодногнутых профилей, полученные методом холодного формообразования на профилегибочных станках из прокатного листового металла.

Новые высокотехнологичные конструкции на основе объемно-формованного тонколистового проката находят успешное применение при строительстве малонагруженных

зданий и сооружений комплектной поставки, в объектах социального и бытового назначения, при реконструкции жилых зданий.

В отличие от стальных конструкций, где установлены геометрические соотношения параметров сечения их стержневых элементов, заведомо обеспечивающие местную устойчивость, в элементах ЛСТК потеря местной устойчивости допускается на ранних стадиях нагружения. Необходимость учета этого фактора не позволяет применять для их расчётов существующие отечественные нормативные документы.

Поэтому в настоящее время одним из актуальных направлений исследования является изучение влияния потери местной устойчивости стержневых тонкостенных холодногнутых профилей.

### *1.3 Обзор литературы*

Первые попытки решения задачи об изгибе стержней были произведены в XV веке Леонардо да Винчи (1452-1519), исследовавшего данное явление и предположившего, что прочность балок, опертых обоими концами, изменяется в обратном отношении к длине и в прямом отношении к ширине. В дальнейшем, на протяжении XVI-XIX веков теорией изгиба стержней занимались многие знаменитые ученые, однако все они исследовали стержни, толщина стенок или контура которых сопоставима с размерами поперечного сечения, т.е. не являющиеся тонкостенными [5].

В создание и развитие теории и методов расчета тонкостенных пространственных конструкций внесли существенный вклад Биргер И.А., Болотин В.В., Вайнберг Д.В., Власов В.З., Вольмир А.С., Гольденвейзер А.Л., Григолюк Э.И., Колтунов М.А., Корнишин М.С., Коренев Б.Г. и другие ученые. Одним из основоположников теории устойчивости тонкостенных стержней был Тимошенко С.П. С развитием вычислительной техники наиболее универсальным и эффективным методом расчета конструкций стал метод конечных элементов (МКЭ).

Власов В.З. в [6-8] решил задачу об устойчивости тонкостенного стержня с максимальной полнотой: отчетливо дана расчётная модель стержня, в формуле для нормального напряжения, помимо трёх обычных членов, фигурирует член, определяемый по закону секториальной площади. Построенная теория позволила дать более точное решение задачи об изгибно-крутильной форме потери устойчивости и колебаниях тонкостенных упругих стержней, а также развить методы расчета стержней с упругими и жёсткими связями и методы расчёта стержней при поперечных нагрузках.

Гурвиц Г.А. в [9] установил достаточную надежность методики КЭ путем решения контрольных примеров пластин и пластинчатых систем с различными условиями закрепления и нагружения и сравнением этих решений с результатами, имеющимися в литературе. Провел исследование напряженно- деформированного состояния, изучение закритической стадии работы и определение несущей способности ряда конструкций с учетом геометрической и физической нелинейностей.

Астаховым И.В. в [10] разработаны алгоритм и программа расчета на пространственную устойчивость элементов конструкций из холодногнутых профилей открытого моносимметричного сечения, а также разработана инженерная методика расчета на пространственную устойчивость, обеспечивающая внедрение результатов расчета в форме, принятой в СП 53-102-2004. Даны практические рекомендации для применения профилей с неэффективными зонами (зонами потери местной устойчивости). Установлено, что на пространственную устойчивость влияет не только величина, но и расположение неэффективных зон по сечению. Так, при их незначительной величине (5 %), но расположении в местах максимальных напряжений, снижение несущей способности стержня может достигать 30 % [8]. Но следует отметить, что использование двух различных теорий (открытого и замкнутого профилей) является крайне неудобным с точки зрения унификации расчетов систем тонкостенных конструкций.

Рыбаков В.А. в [11-21] рационализировал алгоритм расчета стальных тонкостенных поперечноизгибаемых просечно-перфорированных элементов на базе существующих теорий и методик. Проанализировал влияние перфорации на геометрические характеристики поперечного сечения всего сортамента профилей, влияние депланации на несущую способность тонкостенного профиля как такового с учетом влияния стесненного кручения, но без учета влияния просечек, влияния перфорации стенки на несущую способность термопрофиля, находящегося в условиях стесненного кручения и депланации. Наиболее существенные научные результаты, полученные Рыбаковым В.А. в [5] - это комплексный анализ несущей способности стальных тонкостенных просечно-перфорированных балок и балок без перфорации при различных видах загружения. На основании проведенного анализа предложен алгоритм расчета подобных элементов.

Актуальность использования ЛСТК за рубежом подтверждается описанием исследований и испытаний, связанных с этой темой. Так, например, в статье [22-27] затронули вопрос строительства в сейсмически опасных районах. Предложив использовать лёгкие стальные конструкции, автор провёл ряд исследований, где подверг укреплённую

лёгким стальным каркасом стенку горизонтальным колебаниям. В результате оказалось, что подобная конструкция не теряет устойчивости даже в самом неблагоприятном, сейсмически опасном районе (в исследовании использовались показатели островов Новой Зеландии). В статье о тепловых характеристиках несущих гнутых стальных профилей в условиях пожара [28-31] были произведены испытания, где конструкции из лёгких стальных конструкций с навесными плитами из гипсокартона и слоем минеральной ваты проверялась на действие больших термических нагрузок (пожара). Эти испытания показали, что такая конструкция не теряет устойчивость.

В статье, посвященной эффективности легких стальных тонкостенных конструкций [32-36], делается акцент на преимуществах ЛСТК по сравнению с деревянными конструкциями: высокая прочность, стойкость к биологическим повреждениям, маленький вес и пр. К недостаткам автор относит отсутствие материалов по расчёту местной потери устойчивости, которая является одним из важных моментов при расчете тонкостенных конструкций.

# Глава 2. Основы метода конечных элементов

## *2.1. Основная концепция метода конечных элементов*

Пусть требуется определить вектор-функцию $\underline{u}(\underline{r})$ в некоторой области *V*, ограниченной поверхностью *S*. Основная концепция МКЭ состоит в построении дискретных КЭ-моделей области и непрерывной функции.

Построение КЭ-модели области: область *V* аппроксимируется конечным числом непересекающихся подобластей, называемых КЭ и имеющих общие узловые точки.

Построение КЭ-модели функции: вектор-функция $\underline{u}(\underline{r})$ интерполируется на каждом КЭ полиномом, который определяется с помощью узловых значений искомой вектор-функции $\underline{u}(\underline{r})$.

**Построение КЭ-модели области (дискретизация области).**

Область *V* представляется в виде совокупности конечных элементов $V^{(e)}$, $e=\overline{1,n_e}$ ; $n_e$ – общее число КЭ. Конечные элементы имеют общие узловые точки, каждая из которых имеет номер *J*, $J=\overline{1,n_p}$ , $n_p$ – общее число узловых точек (узлов). КЭ-модель области характеризуется глобальным вектором координат узлов *X*:

$$\underline{X}^T=(\ldots,X_J^T,\ldots)_{J=\overline{1,n_p}} \quad (1.1)$$

Вектор координат узлов КЭ (*e*) и $x^{(e)}$ формируется из глобального вектора $\underline{X}$ при помощи матрицы инциденций $a_g^{(e)}$ следующим образом:

$$X^{(e)}=a_g^{(e)}X \quad (1.2)$$

Выбор типа, формы элемента и числа его узловых точек зависит от характера рассматриваемой задачи и от точности, которую требуется обеспечить.

**Построение КЭ-модели функции.**

В качестве основных неизвестных (называемых степенями свободы) в МКЭ принимаются узловые значения искомой функции и, если это необходимо, ее производных.

Введем в рассмотрение следующие векторы: $\underline{U}$ – глобальный вектор узловых неизвестных всей конструкции

$$\underline{U}^T = (\ldots, U_J^T, \ldots)_{J=\overline{1,n_p}} \quad (1.3)$$

где $\underline{u}^{(e)}$ – локальный (элементный) вектор узловых неизвестных, который формируется из глобального вектора узловых перемещений $\underline{U}$ при помощи матрицы кинематических связей $a_f^{(e)}$ (матрицы инциденций):

$$\underline{u}^{(e)} = a_f^{(e)} \underline{U} \quad (1.4)$$

Если в качестве степеней свободы КЭ берутся узловые значения самой функции, то элемент называют лагранжевым; если используются и производные по координатам, то соответствующий КЭ называют эрмитовым.

После выбора узловых неизвестных строится интерполяционный полином, которым выражается закон изменения искомой функции в пределах КЭ через значения его узловых неизвестных.

Вектор перемещений $\underline{u}^T = (u_1, u_2, u_3)$ в произвольной точке КЭ ($e$) с вектор-радиусом $\underline{x}^T = (x_1, x_2, x_3)$ определим так:

$$\underline{u}(x) = N^{f(e)} \underline{u}^{(e)} = N^{f(e)} a_f^{(e)} \underline{U} \quad (1.5)$$

где

$$\underline{x} = N^{g(e)} \underline{x}^{(e)} = N^{g(e)} a_g^{(e)} \underline{X} \quad (1.6)$$

Здесь введены матрицы:

$N^{f(e)}$ – матрица интерполяционных полиномов;

$N^{g(e)}$ – матрица аппроксимирующих функций (функций формы).

**Определение элементных матриц жесткости и векторов нагрузки.**

Определим вектор деформаций:

$$\underline{\underline{\varepsilon}} = (\nabla \underline{u})^S \rightarrow \underline{\varepsilon} = B^{(e)} \underline{u}^{(e)} \quad (1.7)$$

и вектор напряжений:

$$\underline{\underline{\sigma}} = {}^4\underline{\underline{C}} \cdot\cdot \underline{\underline{\varepsilon}} \rightarrow \underline{\sigma} = D^{(e)} \underline{\varepsilon} \quad (1.8)$$

где $D^{(e)}$ – матрица упругости.

Запишем принцип возможных перемещений

$$\int_V \delta \underline{\varepsilon}^T \cdot \underline{\sigma} dV = \int_V \delta \underline{u}^T \cdot \underline{f_v} dV + \int_{S_2} \delta \underline{u}^T \cdot \underline{f_S} dS \quad (1.9)$$

где $\underline{f}_v$ $(\underline{f}_S)$ - вектор объемных (поверхностных) сил. Подставим в принцип возможных перемещений следующие соотношения:

$$\underline{u} = N^{f(e)} \underline{u}^{(e)} = N^{f(e)} a_f^{(e)} \underline{U}^{(e)},$$

$$\underline{\varepsilon} = B^{(e)} \underline{u}^{(e)} = B^{(e)} a_f^{(e)} \underline{U},$$

$$\underline{\sigma} = D^{(e)} \underline{\varepsilon} = D^{(e)} B^{(e)} a_f^{(e)} \underline{U} \quad (1.10)$$

и воспользуемся свойством аддитивности:

$$\int_V (\ldots) dV = \sum_e \int_{V(e)} (\ldots) dV \quad (1.11)$$

Получим:

$$\delta \underline{U}^T (\sum_e a_f^{(e)^T} (\int_{V(e)} B^{(e)^T} D^{(e)} B^{(e)} dV) a_f^{(e)}) \underline{U} = \delta \underline{U}^T (\sum_e a_f^{(e)^T} (\int_{V(e)} N^{f(e)^T} \underline{f_v} dV +$$
$$+ \int_{S2(e)} N^{f(e)^T} \underline{f_S} dS + \int_{V(e)} B^{(e)^T} D^{(e)} \underline{\varepsilon}_0 dV - \int_{V(e)} B^{(e)^T} \underline{\sigma}_0 dV)) \quad (1.12)$$

Вследствие произвольности $\delta \underline{U}$ в объеме и на той части поверхности $S_2$, где перемещения не заданы, можем записать:

$$K\underline{U} = \underline{F} \quad (1.13)$$

где введены следующие обозначения:

$K = \sum_e a_f^{(e)^T} k^{(e)} a_f^{(e)}$ – глобальная матрица жесткости;

$k^{(e)} = \int_{V(e)} B^{(e)^T} D^{(e)} B^{(e)} dV$ – матрица жесткости КЭ ($e$);

$\underline{F} = \sum_e a_f^{(e)^T} \underline{f}^{(e)} = \sum_e a_f^{(e)^T} (\underline{f}_v^{(e)} + \underline{f}_S^{(e)} + \underline{f}_{\sigma_0}^{(e)} + \underline{f}_{\varepsilon_0}^{(e)})$ – глобальный вектор узловых сил.

При этом: $\underline{f}_v^{(e)} = \int\limits_{V(e)} N^{f(e)T} \underline{f}_v dV$, $\underline{f}_S^{(e)} = \int\limits_{S_2^{(e)}} N^{f(e)T} \underline{f}_S dS$,

$$\underline{f}_{\varepsilon_0}^{(e)} = \int\limits_{V(e)} B^{(e)T} D^{(e)} \underline{\varepsilon}_0 dV, \quad \underline{f}_{\sigma_0}^{(e)} = -\int\limits_{V(e)} B^{(e)T} \underline{\sigma}_0 dV \qquad (1.14)$$

где $\underline{f}_v^{(e)}$, $\underline{f}_S^{(e)}$, $\underline{f}_{\varepsilon_0}^{(e)}$, $\underline{f}_{\sigma_0}^{(e)}$ – векторы узловых сил КЭ ($e$), которые статически эквивалентны действующим на тело объемным $\underline{f_v}$ и поверхностным $\underline{f_S}$ силам, а также полям начальных деформаций $\underline{\varepsilon}_0$ и напряжений $\underline{\sigma}_0$.

**Формирование глобальной матрицы жесткости и глобального вектора нагрузки.**

На основе вычисленных элементных матриц жесткости $k^{(e)}(e=\overline{1,n_e})$ и векторов нагрузки $\underline{f}^{(e)}(e=\overline{1,n_e})$ при помощи матрицы кинематических связей $a_f^{(e)}$ формируется глобальная матрица жесткости $K$ всей конструкции (ансамбля конечных элементов) и глобальный вектор внешней нагрузки $\underline{F}$:

$$k^{(e)}(e=\overline{1,n_e}) \rightarrow K = \sum_{e=1}^{n_e} a_f^{(e)T} k^{(e)} a_f^{(e)} \quad (1.15)$$

$$\underline{f}^{(e)}(e=\overline{1,n_e}) \rightarrow \underline{F} = \sum_{e=1}^{n_e} a_f^{(e)T} \underline{f}^{(e)} \quad (1.16)$$

Этот процесс называется ансамблированием.

**Особенности глобальных конечно-элементных матриц.**

Пусть $A$ – глобальная КЭ-матрица (в частности, матрица жесткости $K$). Отметим характерные особенности глобальных КЭ-матриц:

- симметрия ($A = A^T$);
- положительная определенность ($X^TAX > 0$ для любого вектора $X \neq 0$);

- большой порядок ($n_{eq}$ – число уравнений ≈ $10^3 \div 10^6$; максимальная ширина ленты $b = \max_{i=1}^{n_{eq}} b_i \approx 10^2 \div 10^4$ элементов, $b_i$ – локальная ширина ленты; профиль $p = \sum_{i=1}^{n_{eq}} p_i \approx 10^4 \div 10^9$ элементов);
- разреженность (число ненулевых элементов в профиле глобальных матриц $p_{nz}$ существенно меньше профиля $p_{nz} / p \approx 0.1 \div 0.2$).

Глобальные КЭ - матрицы часто бывают плохо обусловленными:

$$cond(A) = \frac{\lambda_{\max}(A)}{\lambda_{\min}(A)} \approx 10^3 \div 10^6 \quad (1.17)$$

где $cond\ (A)$ – спектральное число обусловленности матрицы $A$; $\lambda_{max}\ (A)$, $\lambda_{min}\ (A)$ – максимальное и минимальное собственные числа матрицы $A$.

**Определение деформаций и напряжений.**

С помощью интерполяционных процессов можно вычислить в любой точке конструкции перемещения и напряжения:

$$\underline{u} = N^{f(e)} \underline{u}^{(e)} = N^{f(e)} a_f^{(e)} \underline{U} \quad (1.18)$$

$$\underline{\varepsilon} = B^{(e)} a_f^{(e)} \underline{U} \quad (1.19)$$

$$\underline{\sigma} = D^{(e)} B^{(e)} a_f^{(e)} \underline{U}$$

### *2.2. Решение системы конечно-элементных уравнений*

**Фронтальный метод.**

В качестве метода решения системы линейных алгебраических уравнений

$$A\,X = F \quad (1.20)$$

был выбран фронтальный метод. Этот метод решения является вариантом метода исключения Гаусса. В методе исключения Гаусса реализуется алгоритм последовательного преобразования строк в матрице коэффициентов $A$, обеспечивающей приведение ее к верхней треугольной матрице $L$.

Основной идеей фронтального метода является одновременное составление уравнений и исключение переменных. Как только коэффициенты уравнения полностью собраны из матриц жесткости элементов, окружающих узел, так соответствующее неизвестное перемещение данного узла может быть исключено. Поэтому полная матрица жесткости системы не формируется, а коэффициенты каждого очередного исключаемого уравнения, модифицированное в процессе исключения предыдущих уравнений, выводится во внешнюю память компьютера. На месте исключенного уравнения начинается формирование очередного уравнения.

В оперативной памяти одновременно хранится только верхняя треугольная часть квадратной матрицы, содержащая уравнения, формируемые в данный момент. Эти уравнения, их соответствующие узлы и степени свободы называются фронтом. Число неизвестных во фронте называется шириной фронта. Максимальный размер решаемой задачи определяется максимальной шириной фронта. Во время процесса сборки и исключения элементы рассматриваются по очереди.

Когда вызывается очередной элемент, коэффициенты его матрицы жесткости считываются с диска и либо суммируются к формируемым уравнениям, либо заносятся в пустую строку исключенного уравнения. Если в вызванном элементе какой-то узел встречается последний раз, то относящееся к нему уравнения можно исключать. После обработки всех элементов и последовательного исключения всех уравнений вплоть до последнего, в котором остается одно неизвестное, на диске оказывается выведенной треугольная система уравнений, из которой обратным ходом находятся неизвестные перемещения.

Фронтальный метод позволяет ограничиваться относительно небольшим объемом оперативной памяти, но при этом требует достаточно многочисленных обращений к внешней памяти. Поскольку метод требует тщательной нумерации элементов для обеспечения минимальной ширины фронта, а порядок нумерации узлов безразличен, метод оказывается особенно удобным при использовании многоузловых элементов.

**Итерационные методы.**

Альтернативой прямому методу являются итерационные методы, основанные на получении последовательных приближений решения системы в виде

$$\underline{U}^{(n+1)} = G\underline{U}^{(n)} + \underline{r}^{(n)} \quad (1.21)$$

где $G$ - матрица перехода метода, $\underline{r}^{(n)}$ - некоторый вектор.

В конечно-элементных программах обычно реализовано 3 итерационных метода: PCG, ICCG и JCG, основанные на методе сопряженных градиентов. Формулы для метода сопряженных градиентов имеют вид:

$\underline{U}^{(0)}$ - некоторое начальное приближение;

$$\underline{U}^{(n+1)} = \underline{U}^{(n)} + \lambda_n \underline{p}^{(n)}, \quad (1.22)$$

$$\underline{p}^{(n)} = \begin{cases} \underline{r}^{(n)}, \text{ если } n = 0 \\ \underline{r}^{(n)} + \alpha_n p^{(n-1)}, n = 1,2,... \end{cases}, \quad (1.23)$$

$$\alpha_n = -\frac{\left(\underline{r}^{(n)}, K\underline{p}^{(n-1)}\right)}{\left(\underline{p}^{(n-1)}, K\underline{p}^{(n-1)}\right)}, \quad (1.24)$$

$$\underline{r}^{(n)} = \underline{F} - K\underline{U}^{(n)}, \quad (1.25)$$

$$\lambda^{(n)} = \frac{\left(\underline{p}^{(n)}, \underline{r}^{(n)}\right)}{\left(\underline{p}^{(n)}, K\underline{p}^{(n)}\right)}. \quad (1.26)$$

Скорость сходимости метода сопряженных градиентов пропорциональна квадратному корню из числа обусловленности матрицы $K$. Ввиду плохой обусловленности матрицы $K$, данный алгоритм часто бывает неэффективным. Для увеличения скорости сходимости итерационного процесса применяются алгоритмы улучшения обусловленности матрицы K и сведения задачи (2.21) к виду

$$K^* \underline{U} = \underline{F}^*, \quad (1.27)$$

где

$$K^* = QK, \quad (1.28)$$

$$\underline{F}^* = Q\underline{F}. \quad (1.29)$$

$Q$ – матрица улучшения обусловленности (preconditioner).

Все три градиентных метода требуют при решении меньше дискового пространства, чем фронтальный метод, однако в связи с необходимостью содержания всей матрицы жесткости в оперативной памяти, более чувствительны к наличию данного ресурса. ICCG и PCG теоретические требуют примерно в два раза больше оперативной памяти, чем JCG, т.к. хранят в памяти еще и матрицу улучшения обусловленности $Q$.

Метод JCG подходит для решения задач с достаточно хорошо обусловленной симметричных и несимметричных матриц *K*. Метод ICCG менее требователен к степени обусловленности матрицы *K*. PCG пригоден для плохо обусловленных матриц, однако может использоваться только для симметричных, положительно определенных матриц *K*.

Метод PCG быстрее JCG, который, в свою очередь, быстрее ICCG.

# Глава 3. Статическая потеря устойчивости

Исследования статической потери устойчивости проводились с использованием оболочечной модели. С точки зрения МКЭ разница между твердотельной и оболочечной моделью в следующем:

1) в оболочечной модели не требуется разбиение сетки по толщине стержня
2) в оболочечном построении изменение толщины происходит почти мгновенно заменой данного параметра, тогда как в твердотельном приходится перестраивать весь эскиз модели

### *3.1. Компьютерная модель*

За основу взят профиль Z-образной формы с толщиной 3мм. Длина профиля – 6м. Изначально профиль был построен в двух постановках – твердотельной и оболочечной. Скругления были разбиты на 3 элемента каждое. Граничные условия: на одном конце – жесткая заделка, второй конец свободен. Модели проверялись на разные случаи нагружения, исследовалась потеря устойчивости.

Максимальная разница между постановками – 5% в пользу оболочечной модели – позволяет использовать оболочечную модель.

Отсутствие скругления же показывает разницу 6% в пользу твердотельной модели, что в комбинации с оболочечной постановкой позволяет использовать упрощенную модель практически без потери точности.

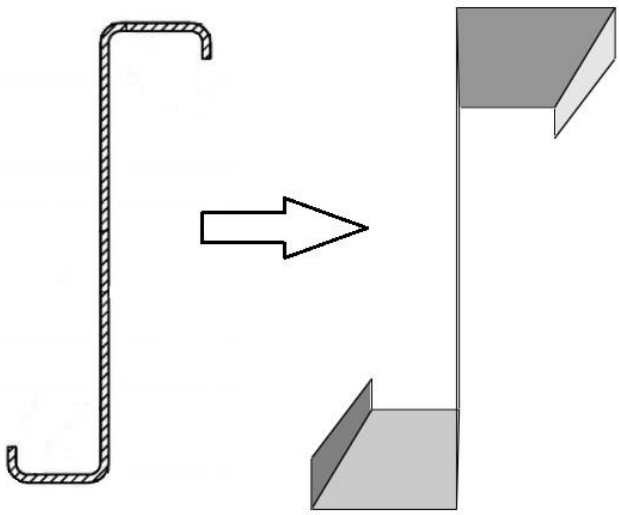

**Рисунок 1 Упрощение модели**

### *3.2. Потеря устойчивости составного сечения*

Объединение стержней в составное сечение значительно повышает несущую способность стержня, позволяя использовать его в местах подверженных максимальной нагрузке (например, в колоннах).

В рамках бакалаврской работы исследование потери устойчивости составного сечения доказало, что оптимальным способом объединения является объединение соединительными планками.

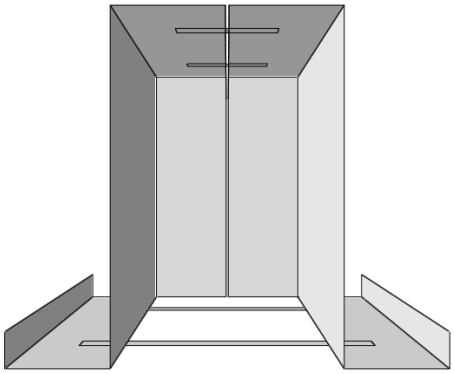

**Рисунок 2 Объединение планками**

Соединительные планки имеют толщину 4 мм, ширина планок – 150 мм, длина планок определяется габаритами сечения. Крепление планок к профилю при моделировании считается идеальными (достигалось за счет объединения узлов планки и профиля). Граничным условием для модели являлась жесткая заделка, реализованная запрещением перемещений для всех узлов крайнего сечения. Нагрузка для исследования устойчивости балки при сжатии приложена к свободному концу Z-профилей и равномерно распределена по периметру профиля в направлении оси профиля с интенсивностью 10 кг/см. При моделировании варианта без объединения равномерность приложения нагрузки обеспечивается введением единственной диафрагмы на свободном конце профиля. Это также позволяет исключить из рассмотрения локальные деформации профиля в области приложения нагрузки.

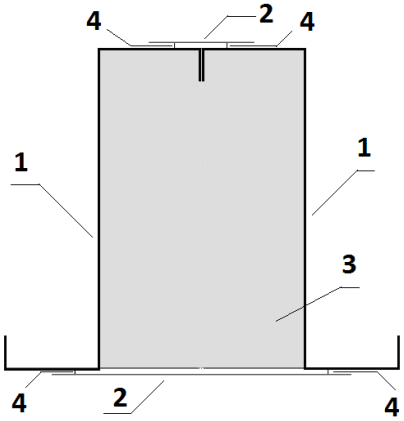


**Рисунок 3 Схема модели с саморезами**
**( 1 - профиль, 2 -планка, 3 – диафрагма, 4 – саморез)**

Однако для более точных результатов стоит учесть податливость саморезов вместо идеального крепления планок к стержню. Для моделирования данной ситуации (рис.3) каждая планка крепится к профилю благодаря четырем стержням (2D балочное построение, с заданным круглым сечением, диаметр – 5.5мм, длина – 6мм, материал – сталь (E=210 ГПа, ν =0.3). Требуется узнать степень влияния податливости саморезов на несущую способность профилей. Характеристика для сравнения – коэффициент запаса по устойчивости. Подобное исследование было проведено и в рамках бакалаврской, однако были выявлены некоторые ошибки моделирования.

**Таблица 1 Сравнение креплений**

| Вид нагружения | Сила, тс | Идеальное крепление | Крепление саморезами | Разница |
|---|---|---|---|---|
| Сжатие | 10 | 4.13 | 3.83 | 7,2% |
| Сжатие/изгиб | 7/3 | 4.3 | 3.93 | 8.5% |
| Сжатие/изгиб | 5/5 | 3.09 | 2.87 | 6.9% |
| Сжатие/изгиб | 3/7 | 2.47 | 2.29 | 7.2% |
| Изгиб | 10 | 1.88 | 1.73 | 7.9% |

После сравнения двух профилей можно сделать вывод, что идеально жесткое крепление планок к профилю уменьшает точность расчета несущей способности примерно на 7%. Этот результат оказался примерно в два раза меньше значения, полученного в рамках бакалаврской работы. Следовательно, понижающий коэффициент, позволяющий учитывать податливость саморезов возрастает до 0,93.

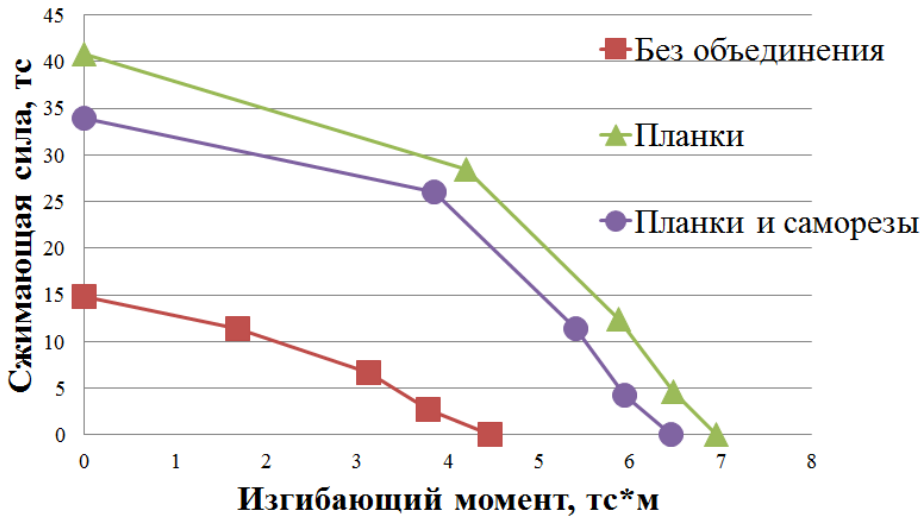


**Рисунок 4 Кривые несущей способности**

Были построены кривые несущей способности. На диаграмме (рис.4) нанесены точки, соответствующие состоянию, при котором коэффициент запаса достигает значения, равного единице. По горизонтальной оси отложен максимальный изгибающий момент, а по вертикальной – нормальное усилие.

### *3.3. Погрешность производства*

Тонкостенный профиль может иметь практически любое сечение, в том числе потому что форма сечения создается загибом тонкого стального листа. Но при многократном использовании станка может возникнуть дефект. Нормативно дефект производства в 1° является допустимым. В рамках бакалаврской было доказано:

- отклонение в 5° при любой постановке дает максимальную погрешность в 5%
- наибольшее влияние оказывает отклонение стенки стержня от вертикали
- отклонение отгибов от прямого угла не создает существенной ошибки

Для дальнейшего моделирования стоит еще раз упростить модель, перейдя к балочной постановке с заданным сечением. Стержень PZ300 моделировался как балка и как оболочка. Было проведено сравнение критической силы на устойчивость для нескольких случаев несовершенства профиля. За единицу была взята критическая сила для совершенного профиля в оболочечной постановке.

**Таблица 2 Толщина профиля 2мм**

| Вид дефекта | Устойчивость на изгиб, оболочка | Устойчивость на изгиб, балка | Устойчивость на сжатие, оболочка | Устойчивость на сжатие, балка |
|---|---|---|---|---|
| | 0.99 | 0.98 | 0.99 | 1 |
| | 1.01 | 1.02 | 1.02 | 1.04 |
| | 1.05 | 1.05 | 1.01 | 1.01 |
| | 0.93 | 0.91 | 0.98 | 0.97 |

| | | | | |
|---|---|---|---|---|
| | 1.04 | 1.02 | 0.99 | 1 |
| | 0.93 | 0.94 | 0.99 | 0.98 |

Моделирование подтвердило результаты, полученные в бакалаврской для оболочечного построения:

- угол отгиба почти не влияет на несущую способность, следовательно, уровень допуска можно повысить до 5°
- для отклонение стенки угол в 5° является критичным, поэтому допуск стоит оставить на уровне в 1°

Аналогичные результаты были получены и для балки, что в дальнейшем позволяет использовать балочную постановку для упрощения расчета. Это упрощение дает возможность довольно быстро менять геометрические характеристики сечения и использовать меньшее количество элементов для расчета, что в свою очередь существенно уменьшает время расчета.

# Глава 4. Динамическая потеря устойчивости

Потеря устойчивости стержней на сжатие – классическая проблема механики твердого тела. В 1744 году Леонард Эйлер предсказал критическую силу для потери устойчивости на сжатие колоны в статическом случае. Многочисленные эксперименты и теоретические исследования показывают, что в динамическом случае поведение колоны значительно усложняется. В частности, в динамике максимальная сила не равна Эйлеровой статической силе.

Поведение колоны при потере устойчивости в динамическом случае зависит от способа сжатия. В данном исследовании исследуется потеря устойчивости при нагрузке с постоянной скоростью.

### *4.1. Постановка задачи*

В этой главе будет решаться задача в поставке Хоффа [25]. Хофф исследовал сжатие колоны с изначальным несовершенством в гидравлическом прессе, где два конца колоны двигались навстречу друг другу с постоянной скоростью. Продольные колебания колоны не учитывались. В статье [26] было доказано, что при небольшой скорости сжатия влияние продольных волн незначительно.

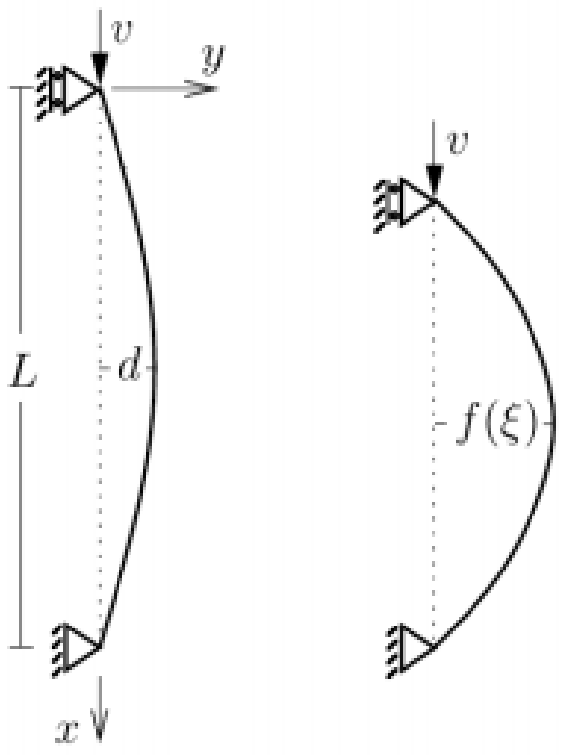


**Рисунок 5 Изначальная конфигурация. d – амплитуда несовершенства**

Исследуя динамическую потерю устойчивости стержней, Кузькин В.А. получил формулу [28], которая легка в основу данного исследования:

$$\frac{P_*}{P_E} = 1 + \left(\frac{3}{4\Omega^{1/2}} \ln\left[\frac{2}{\pi d^2 \Omega}\right]\right)^{\frac{2}{3}} \quad (4.1)$$

$$\Omega = \pi^8 \left(\frac{R}{L}\right)^6 \left(\frac{\upsilon_s}{\upsilon}\right)^2;$$

$$\upsilon_s = \sqrt{\frac{E}{\rho}};$$

$$P_E = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$$

где $\upsilon_s$ - скорость продольных волн в колонне, R – радиус инерции, $P_E$ - эйлерова статическая сила для идеальной колонны

Исходя из нее максимальная сила сжатия стержня в постановке Хоффа зависит исключительно от геометрических параметров стержня и скорости сжатия. При стремлении амплитуды несовершенства к нулю (к идеальному стержню) и маленьких значениях скорости максимальная сила стремится к эйлеровой статической силе:

$$P_* = P_E \Rightarrow \Omega = \Omega_E = \frac{2}{\pi d^2}$$

Для иллюстрации зависимости продольной силы и прогиба от безразмерного времени было получено численное решение уравнения для Ω=1 и d = $10^{-2}$. Сначала сила растет практически линейно, достигая эйлеровой силы, потом в системе появляется отрицательная жесткость, и прогиб резко возрастает. Однако из-за инерции стержню требуется некоторое время, чтобы потерять устойчивость.

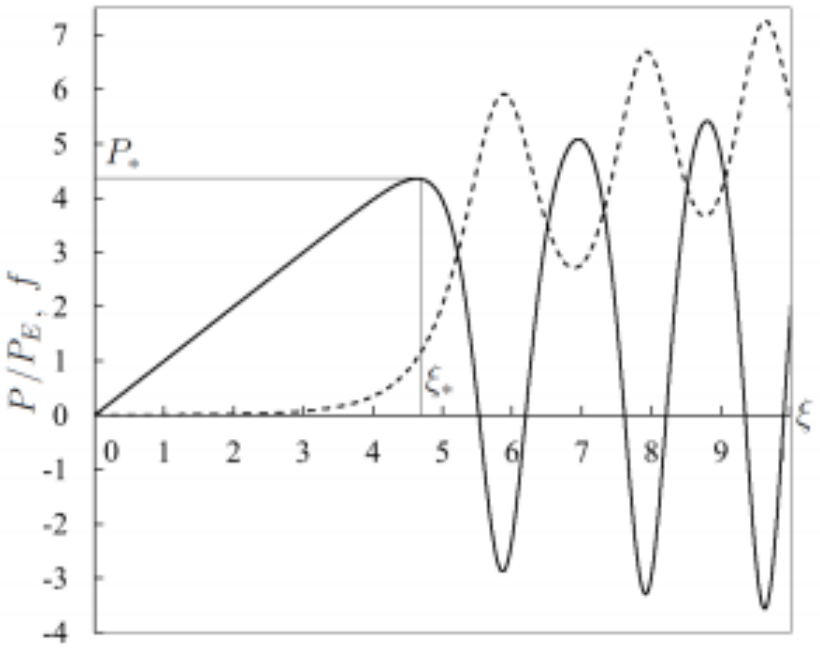


**Рисунок 6 Продольная сила и прогиб для Ω=1**

Последнее было впервые замечено Хоффом [25]: во время быстрого нагружения поперечное движение элементов колонны замедляется из-за инерции их масс. По этой причине динамический прогиб отстает от значений, соответствующих бесконечно медленному нагружению.

Граничные условия:

$$y|_{x=0} = y|_{x=L} = 0 \quad (4.2)$$

$$\left.\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}\right|_{x=0} = \left.\frac{\partial^2 y}{\partial x^2}\right|_{x=L} = 0 \quad (4.3)$$

Применимость формулы:

$$\Omega < \Omega_E \quad (4.4)$$

$$\frac{\upsilon}{\upsilon_s} < \frac{\pi^{\frac{9}{2}} d}{\sqrt{2}} \left(\frac{R}{L}\right)^3 \quad (4.5)$$

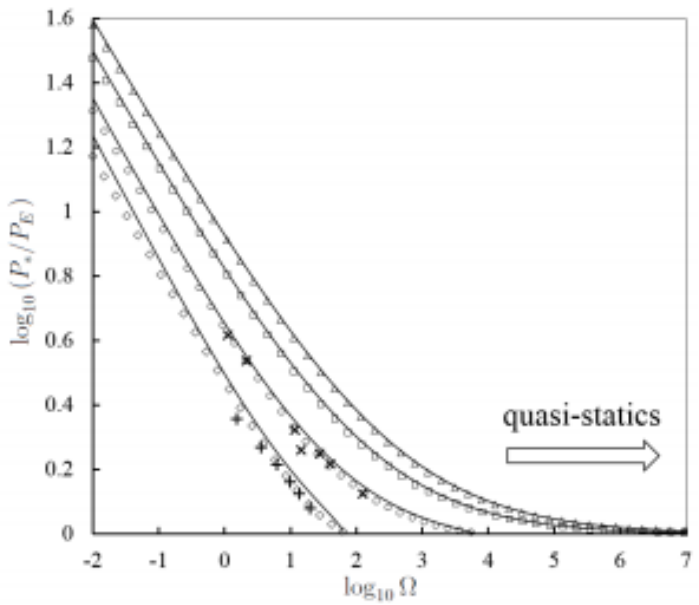


**Рисунок 7 Сравнение аналитического, численного и экспериментального результатов для различных значений несовершенства**

### *4.1. Расчет*

Аналогичный эксперимент были реализован в рамках конечно-элементной модели. За основу была взята балка с заданным круглым сечением. Длина балки – 5м, радиус сечения – 0.1м. На нижнем конце балки были запрещены перемещения, верхний конец балки мог двигаться вдоль оси приложения силы. Скорости сжатия находились в пределах от 0.15мм/с до 5 м/с. Значения несовершенства от $10^{-1}$ до $10^{-6}$.

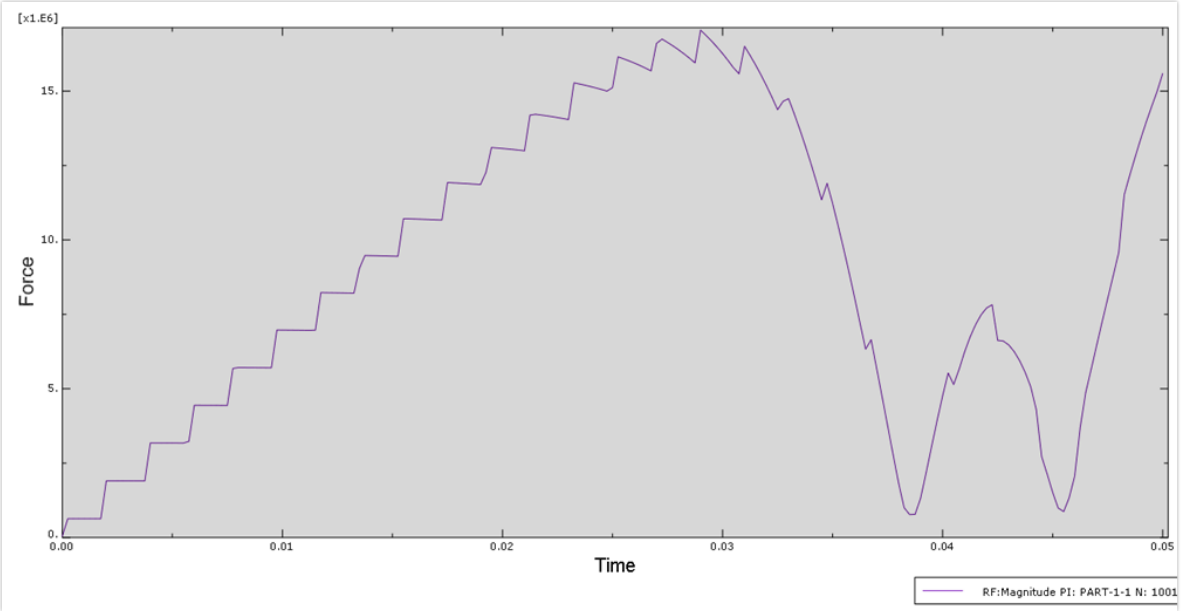


**Рисунок 8 Скорость - 0.5м/с. Несовершенство - 0.01**

На графике (рис.5) приведена зависимость результирующей силы в точке приложения нагрузки от времени. Точка первого пика рассматривалась как критическая сила, именно в этой точке стержень терял устойчивость. “Ступеньки” на графике имеют одинаковый период и соответствуют длине волны, пробегающей в стержне. Однако, как было сказано выше, продольные волны не влияют на результат.

Для каждого эксперимента была построена сходимость по сетке.

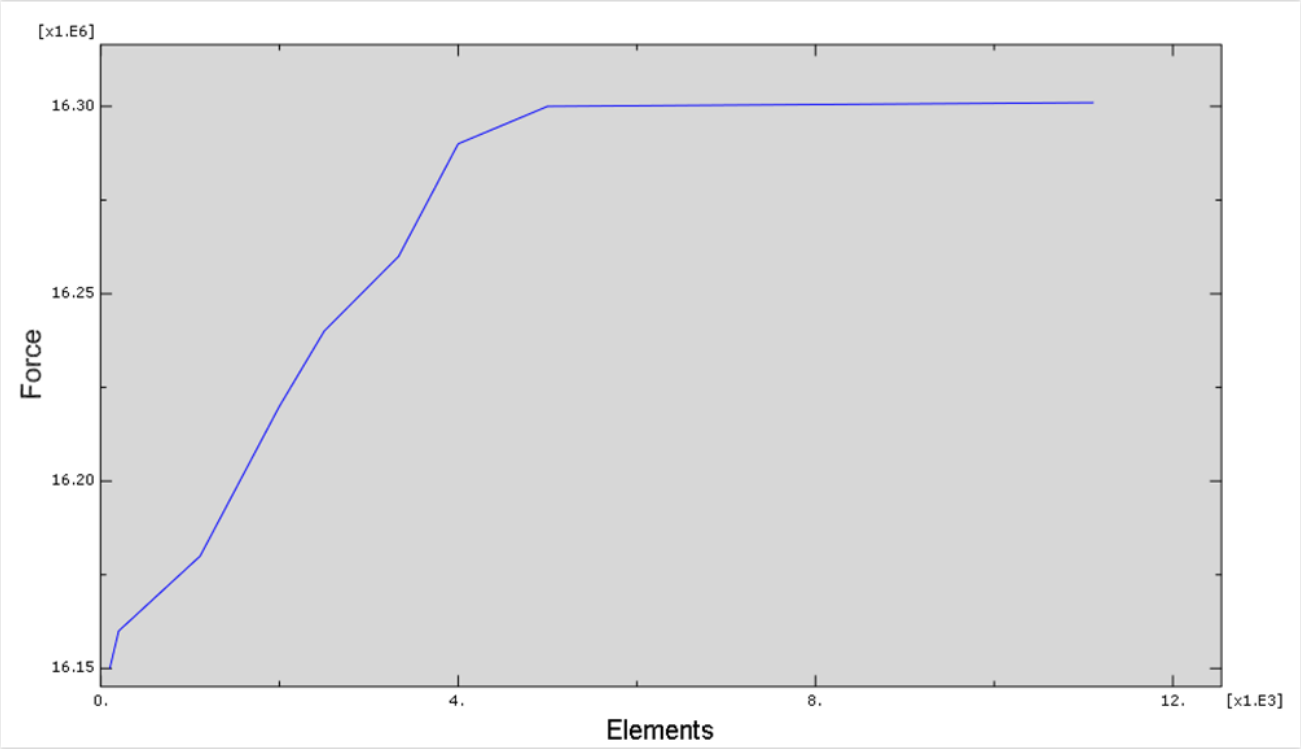


**Рисунок 9 Сходимость по сетке**

**Таблица 3 Амплитуда несовершенства $10^{-1}$**

| Скорость сжатия, м | $\log_{10}(\Omega)$ | $\log_{10}(P/P_e)$, abaqus | $\log_{10}(P/P_e)$, аналитика |
|---|---|---|---|
| 0,1 | 1,407323674 | -0,02758 | -0,06826 |
| 0,25 | 0,611443656 | 0,193553 | 0,213136 |
| 0,5 | 0,009383665 | 0,400604 | 0,41614 |
| 1 | -0,592676326 | 0,613598 | 0,638484 |
| 3 | -1,546918836 | 0,960141 | 1,011119 |
| 5 | -1,990616335 | 1,122594 | 1,186999 |

**Таблица 4 Амплитуда несовершенства $10^{-2}$**

| Скорость сжатия, м | $\log_{10}(P/P_e)$, abaqus | $\log_{10}(P/P_e)$, аналитика |
|---|---|---|
| 0,005 | -0,01773 | -0,02429 |
| 0,02 | 0,025936 | 0,037514 |
| 0,1 | 0,201397 | 0,235964 |
| 0,25 | 0,410583 | 0,431047 |
| 0,5 | 0,573942 | 0,612615 |
| 1 | 0,774573 | 0,814169 |
| 3 | 1,127603 | 1,156289 |
| 5 | 1,260805 | 1,319941 |

**Таблица 5 Амплитуда несовершенства $10^{-4}$**

| Скорость сжатия, м | $\log_{10}(P/P_e)$, abaqus | $\log_{10}(P/P_e)$, аналитика |
|---|---|---|
| 0,0001 | 0 | 0,000739 |
| 0,005 | -0,01773 | -0,02429 |
| 0,02 | 0,025936 | 0,037514 |
| 0,1 | 0,201397 | 0,235964 |
| 0,25 | 0,410583 | 0,431047 |
| 0,5 | 0,573942 | 0,612615 |
| 1 | 0,774573 | 0,814169 |
| 3 | 1,127603 | 1,156289 |
| 5 | 1,260805 | 1,319941 |

**Таблица 6 Амплитуда несовершенства $10^{-6}$**

| Скорость сжатия, м | $\log_{10}(P/P_e)$, abaqus | $\log_{10}(P/P_e)$, аналитика |
|---|---|---|
| 0,0001 | 0,002664 | 0,005133 |
| 0,005 | -0,01773 | -0,02429 |
| 0,02 | 0,025936 | 0,037514 |
| 0,1 | 0,201397 | 0,235964 |
| 0,25 | 0,410583 | 0,431047 |
| 0,5 | 0,573942 | 0,612615 |
| 1 | 0,774573 | 0,814169 |
| 3 | 1,127603 | 1,156289 |
| 5 | 1,260805 | 1,319941 |

В итоге было был построен график сравнения аналитического решения и конечно-элементного моделирования. На график были нанесены значения для разных скоростей сжатия и различных амплитуд несовершенства (рис.10).

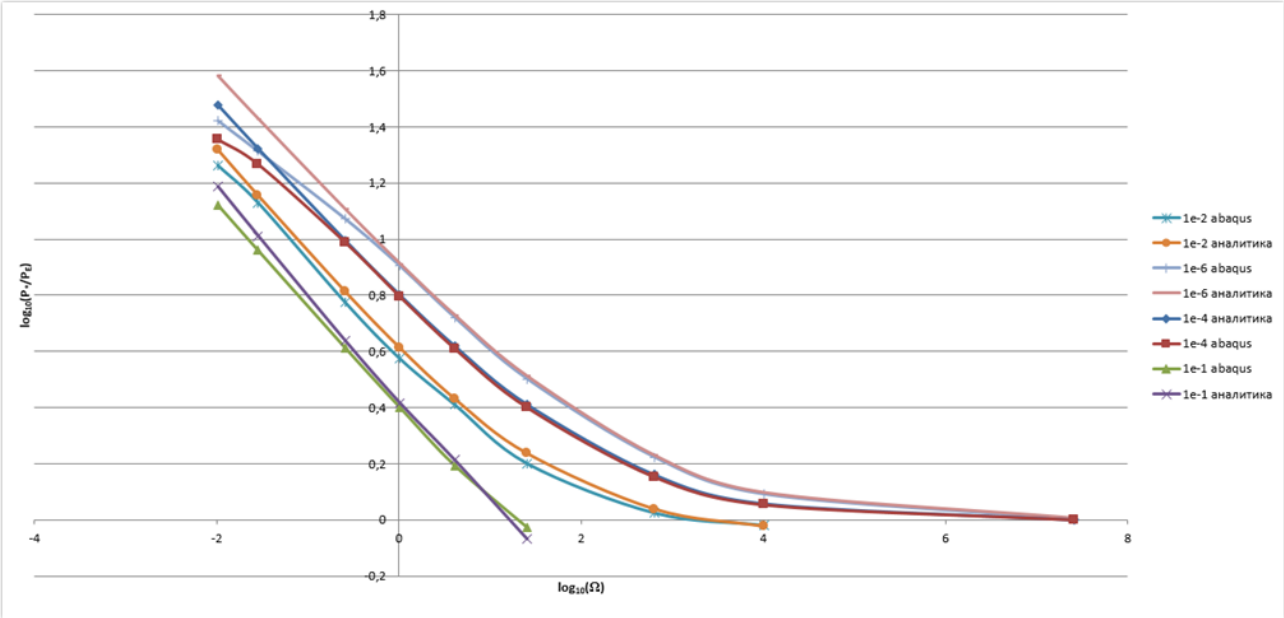


**Рисунок 10 Сравнение аналитического и конечно-элементного решения**

Надо отметить, что при меньших значениях несовершенства Abaqus практически не показал дальнейшей разницы, что не позволяет рассмотреть корректность формулы при приближении к совершенной колоне. Минимальная амплитуда несовершенства оказалось равна значению в $10^{-6}$.

Стоит обратить внимание, что при высокой скорости сжатия КЭ моделирование также показало расхождение с аналитикой. Таким образом можно получить верхнюю границу использование формулы 4.1.

$$\Omega > \sqrt{\frac{2}{d}\frac{v}{v_s}\pi^{\frac{3}{2}}}$$

Данные расчеты справедливы для первой формы потери устойчивости. Для нее была справедлива и постановка Хоффа. Одной из задач исследования являлось в том числе исследование поведения стержня при формах потери устойчивости выше первой.

В постановке Хоффа не удалось получить даже вторую форму потери устойчивости. Как было доказано ранее на высоких скоростях результат КЭ моделирование не соответствует заявленной формуле, а на маленьких скоростях время расчета оказывалось настолько большим, что в системе появлялись ошибки еще до получения второй формы потери устойчивости.

Было решено поступить по аналогии с моделью Хоффа и задать изначальное несовершенство модели в двух местах таким образом, чтобы изначальная конфигурация соответствовала второй форме. Было проведено моделирование аналогичное прошлой части задачи.

**Таблица 7 Амплитуда несовершенства 10-4, вторая форма потери устойчивости**

| Скорость сжатия, м | $\log_{10}(P/P_e)$, abaqus | $\log_{10}(P/P_e)$, аналитика |
|---|---|---|
| 0,0001 | 0,001334 | 0,000739 |
| 0,005 | 0,1009 | 0,058356 |
| 0,02 | 0,243991 | 0,160942 |
| 0,1 | 0,578375 | 0,411067 |
| 0,25 | 0,714717 | 0,619567 |
| 0,5 | 0,806389 | 0,80105 |
| 1 | 0,913406 | 0,996425 |
| 3 | 1,148982 | 1,322941 |
| 5 | 1,270589 | 1,47868 |

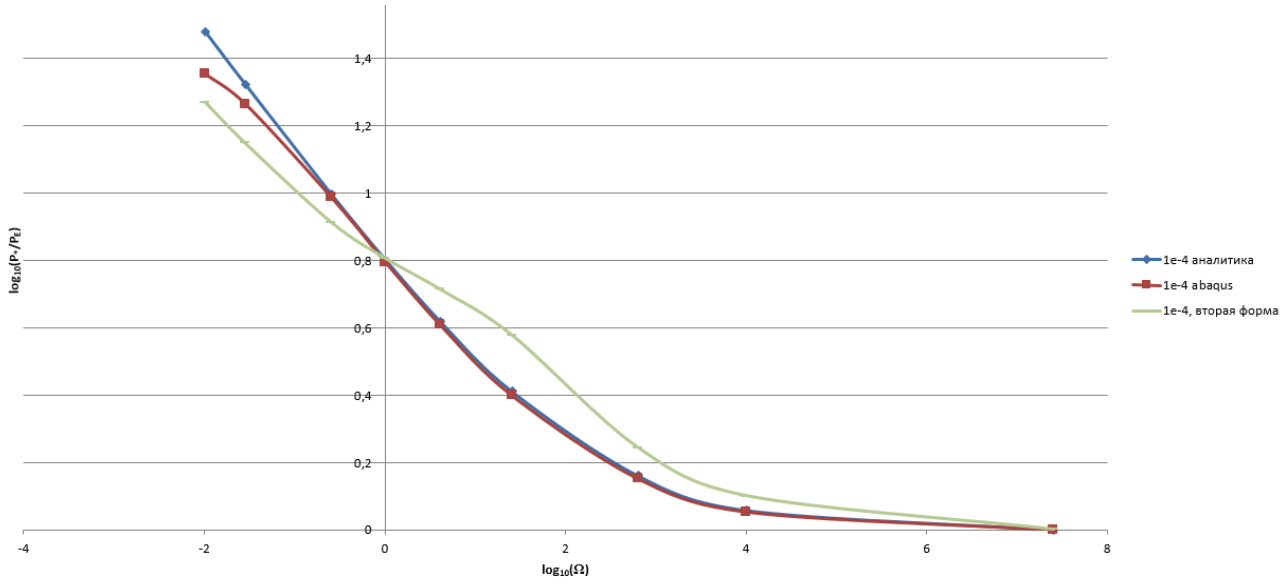


**Рисунок 11 Вторая форма потери устойчивости**

Анализируя полученные результаты, можно утверждать, что полученная формула справедлива не только для первой формы потери устойчивости и позволяет исследовать и устойчивость более высоких порядков. Однако, сходимость КЭ моделирования второй формы потери устойчивости к аналитическому результату оказалась хуже, чем для первой. Это может быть связано как с недостаточной точностью моделирования, так и с влиянием более сложного несовершенства стержня.

Стоит также подчеркнуть, что исследование второй формы в большей степени ограничивает применимость формулы. О достаточной точности можно говорить только при маленьких скоростях сжатия стержня. Нижний порог амплитуды несовершенства тоже оказался выше, чем для первой формы потери устойчивости, и имел порядок $10^{-4}$.

При переходе к тонкостенному стержню стоило ожидать отклонения от формулы из-за эффекта депланации, достигаемого раньше, чем общая потеря устойчивости. Однако моделирование показало возможность применения данной теории и для тонкостенных стержней.

**Таблица 8 Амплитуда несовершенства 10-4, тонкостенный стержень**

| Скорость сжатия, м | $\log_{10}(P/P_e)$, abaqus | $\log_{10}(P/P_e)$, аналитика |
|---|---|---|
| 0,0001 | 0,043446 | 0,008598 |
| 0,005 | 0,168385 | 0,210855 |
| 0,02 | 0,388127 | 0,451853 |
| 0,1 | 0,765159 | 0,854848 |
| 0,25 | 1,021088 | 1,118874 |
| 0,5 | 1,221091 | 1,326786 |
| 1 | 1,427146 | 1,538509 |
| 3 | 1,734562 | 1,877732 |
| 5 | 1,815326 | 2,036046 |

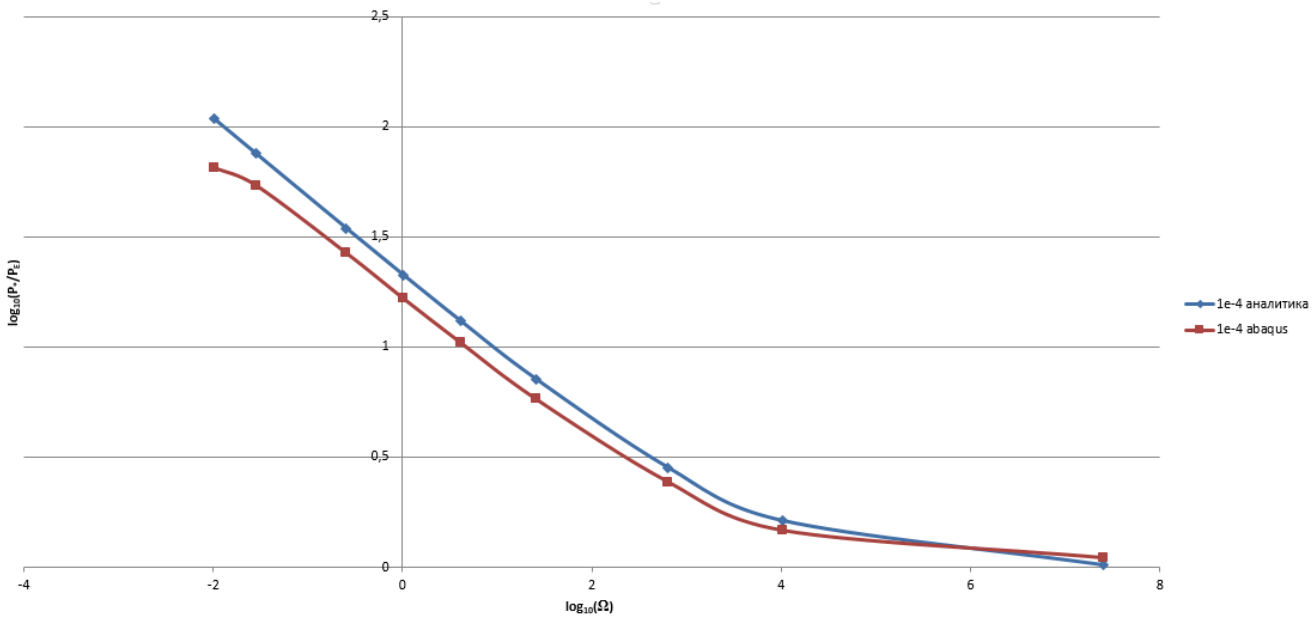


**Рисунок 12 Амплитуда несовершенства 10-4, тонкостенный стержень**

Стоит отметить и определенные различия в результатах между тонкостенным и сплошным стержнями:

- моделирование тонкостенного стержня показало меньшую точность, чем моделирование сплошного профиля
- график зависимости силы от времени для всех комбинаций скорость-несовершенство имел существенные различия между тонкостенной и сплошной моделью, что, однако не помешало получению достаточно точного результата

## Заключение

По результатам работы сделаны следующие выводы.

Использование оболочечного построения в ABAQUS упрощает модель без потери качества, поэтому для исследования статической формы потери была использована именно данная модель. При переходе к динамической форме устойчивости была использована балочная постановка.

Был скорректирован коэффициент запаса для учета податливости саморезов.

КЭ моделирование позволило подтвердить возможность использования формулы, полученной в статье [27], хотя и ограничило область ее применения. Были получены максимальные и минимальные условия для ее использования.

Было доказано, что исследование второй формы потери устойчивости не выходит за рамки используемой теории и позволяет получить достаточно точные результаты. Есть все основания полагать, что аналогичная картина будет наблюдаться и для более высоких форм потери устойчивости. Однако область применения формулы была ограничена сильнее, чем в случае первой формы.

Несмотря на локальную потерю устойчивости, результаты, полученные после исследования тонкостенного стержня, также согласуются с аналитикой, что открывает возможность для динамического тестирования тонкостенных профилей на разные случаи нагружения с последующим сравнением с формулой (4.1).

## Охрана труда

Дипломная работа носит научно-исследовательский характер, поэтому исполнитель большую часть рабочего времени проводит за компьютером. Сложность работы за компьютером подтверждается как субъективными ощущениями пользователей, так и объективными исследованиями различных реакций на воздействие тех или иных производственных факторов. Работа за компьютером связана с восприятием изображения на экране и с одновременным различением текста рукописных или печатных материалов, с выполнением машинописных графических работ и других операций, что способствует зрительному утомлению, которое усиливается из-за бликов, мерцаний и других отклонений визуальных параметров экрана и световой среды помещения. Основные вредные и опасные факторы при работе с компьютером:

- нервное напряжение;
- повышенное зрительное напряжение;
- электромагнитные поля и последствия их воздействия;
- костно-мышечные напряжения;

Указанные факторы приводят к тому, что постоянная работа за компьютером по степени развития утомления занимает второе место среди всех видов деятельности. Для оптимального варианта организации работы необходимо свести к минимуму его неблагоприятное воздействие на здоровье пользователя, то есть привести рабочее место в соответствие с требованиями эргономики и охраны труда. Зрительное напряжение Повышенная нагрузка на зрение способствует возникновению близорукости, приводит к переутомлению глаз, к мигрени и головной боли, повышает раздражительность, нервное напряжение, может вызвать стресс. Важным фактором, определяющим степень зрительного утомления, является освещение рабочих мест и помещений, где расположены компьютеры. Согласно документу «Гигиенические требования к видеодисплейным терминалам, персональным электронно-вычислительным машинам и организации работы» (СанПиН 2.2.2.1340-03) существует ряд требований к освещению рабочего места при работе с компьютером. Помещения для эксплуатации ПК (Персональный Компьютер) должны иметь систему общего освещения (естественное и искусственное освещение). Оконные

светопроемы в помещениях, где эксплуатируется вычислительная техника, должны быть преимущественно ориентированы на север и северо-восток и оборудованы регулируемыми устройствами типа: занавесей, жалюзи, внешних козырьков и др. Рабочие столы следует размещать так, чтобы видеодисплейные терминалы были ориентированы боковой стороной к световым проемам, чтобы естественный свет падал преимущественно слева. Искусственное освещение в помещениях для эксплуатации ПК должно осуществляться системой общего равномерного освещения. Освещенность на поверхности стола в зоне размещения рабочего документа должна быть 400 − 500 лк. Рекомендуется норма освещенности рабочего места оператора в системе общего освещения — 150 − 200 лк. Допускается установка светильников местного освещения для подсветки документов. Местное освещение не должно создавать бликов на поверхности экрана и увеличивать освещенность экрана более 300 лк. Освещение рабочих поверхностей осуществляется с помощью люминесцентных ламп ЛБ белого света, которые предназначены для помещений с нормальными условиями труда. Освещенность поверхности экрана должна быть не более 300 лк. Яркость светильников общего освещения в зоне углов излучения 50 − 90∘ с вертикалью в продольной и поперечной плоскостях должна составлять не более 200кд/м, защитный угол светильников должен быть не менее 40∘. Светильники местного освещения должны иметь не просвечивающий отражатель с защитным углом не менее 40∘. В качестве источников света при искусственном освещении следует применять преимущественно люминесцентные лампы ЛБ (белого света) и ЛТБ (тепло-белого) мощностью 40Вт или 80Вт, у которых высокая световая отдача (до 120лм/Вт и более), продолжительный срок службы (до 10000ч), малая яркость светящейся поверхности, близкий к естественному спектральный состав излучаемого света, что обеспечивает хорошую светопередачу. Помещение является помещением с нормальными условиями среды, что позволяет использовать в системе освещения светильники ЛСПО 2 (пыле- и водо-незащищенное исполнение) с люминесцентными лампами ЛХБ 40Вт со световым потоком 2780лм по ГОСТ 6825-91. В светильниках местного освещения допускается применение ламп накаливания, в том числе галогенных. Применение светильников без рассеивателей и экранирующих решеток не допускается. Организация рабочего места, в связи с активностью оператора Работы оператора ЭВМ связана с пониженной мышечной активностью (гипокинезией) и длительным статическим напряжением мышц спины, шеи, рук и ног, что приводит к быстрому утомлению. Утомление существенно увеличивается при нерациональной высоте рабочей поверхности стола и сидения, отсутствии опорной спинки и подлокотников, неудобных углах сгибания в

плечевом и локтевом суставах, углах наклона головы, неудобном размещении документов, видеотерминала и клавиатуры, неправильном угле наклона экрана, отсутствии пространства и подставки для ног. В соответствии с требованиями эргономики, рабочее место должно быть приспособлено для конкретного вида труда и для работников определённой квалификации с учётом их физических и психических возможностей и особенностей. Конструкция рабочего места должна соответствовать следующим требованиям:

- обеспечивать быстроту, безопасность, простоту и экономичность технического обслуживания в нормальных и аварийных условиях;
- полностью отвечать предполагаемым условиям эксплуатации.

Расположение монитора в месте рабочей зоны должно обеспечивать удобство зрительного наблюдения в вертикальной плоскости под углом от нормальной линии взгляда оператора. Монитор должен иметь возможность поворачиваться вокруг горизонтальной и вертикальной осей. Согласно санитарных правил с учётом ГОСТ 12.2.032-78 «ССБТ. Рабочее место при выполнении работ сидя. Общие эргономические требования» рабочий стол должен иметь пространство для ног высотой не менее 600мм, шириной – не менее 500мм, глубиной на уровне колен – не менее 450мм и на уровне вытянутых ног – не менее 650мм. Рабочий стул (кресло) должен быть подъёмно-поворотным, регулируемым по высоте и углам наклона и по расстоянию спинки от переднего края сиденья. Конструкция его должна обеспечивать:

- ширину и глубину поверхности сиденья не менее 400мм;
- регулировку высоты поверхности сиденья в пределах 400 − 450мм;
- углы наклона вперёд 15∘ и назад 5 ∘;
- высоту опорной поверхности спинки 30 ± 20мм;
- ширину опорной поверхности спинки не менее 380мм;
- радиус кривизны горизонтальной плоскости – 400мм;
- пределы угла наклона спинки в вертикальной плоскости 0 ± 30∘.

Требования пожаробезопасности Согласно ГОСТ 12.1.004-91 существуют следующие опасные факторы: пламя и искры, повышенная температура окружающей среды, токсичные продукты горения и термического разложения, пониженная концентрация кислорода. Противопожарная защита обеспечивается следующими мерами:

- Применение средств пожаротушения, установка сигнализации и устройств тушения, ограничивающих распространение пожара, мероприятия по эвакуации людей, наличие средств индивидуальной защиты и средств противодымной защиты.
- Наличие противопожарных перегородок и отсеков, устройств автоматического отключения систем.
- Планировка эвакуационных путей и выходов.
- Оповещение людей.
- Технические средства для эвакуации и спасения людей.
- Наличие огнетушащих веществ.

Пожарную опасность в ВЦ представляют носители информации, поэтому помещение должно быть оборудовано несгораемыми стеллажами и шкафами. Хранение перфокарт, лент, дисков должно производиться в металлических кассетах. Не допускается размещение складских помещений, а также пожаровзрывоопасных производств над и под залами ПК, а также смежных с ними помещениях. Система вентиляции ВЦ должна быть оборудована устройством, обеспечивающим автоматическое отключение ее при пожаре, а также огнедымозадерживающими устройствами. Подача воздуха к ПК для охлаждения должна осуществляться по самостоятельному воздуховоду. Присоединение этих воздуховодов к общему коллектору допускается только после огне- и дымозадерживающих клапанов. Система электропитания ПК должна иметь блокировку, отключающую ПК в случае остановки системы кондиционирования и охлаждения. Электромагнитные поля Особое внимание при анализе безопасности в процессе работы за компьютером следует уделять воздействию электромагнитных полей мониторов во 29 время их эксплуатации, так как они могут быть причиной возникновения кожных сыпей, помутнения хрусталика глаза, патологии беременности и других серьезных нарушений здоровья. Мониторы являются

источниками широкого спектра электромагнитных излучений, таких как рентгеновское, ультрафиолетовое, видимого спектра, инфракрасное. Кроме того, они создают электростатическое поле. Временные допустимые уровни электромагнитных полей (ЭМП), создаваемых ПК, не должны превышать значений:

- напряженность электрического поля (в диапазоне частот 5Гц−2кГц) — 25Вт/м
- напряженность электрического поля (в диапазоне частот 5кГц − 400кГц) — 2.5Вт/м
- плотность магнитного потока (в диапазоне частот 5Гц − 2кГц) — 250нТл
- плотность магнитного потока (в диапазоне частот 5кГц − 400кГц) — 25нТл
- поверхностный электростатический потенциал экрана видеомонитора — 500В

## ЛИТЕРАТУРА


1. Власов В. З., Тонкостенные упругие стержни, 2 изд., М., 1959. О. В. Лужин.
2. Georgieva IB, Schuereman L, Pyl L, Composed columns from cold-formed steel Z-profiles: Experiments and code-based predictions of the overall compression capacity. Engineering Structures 37 (2012)
3. Abaqus/CAE User's Manual, Dassault Systèmes, 2012
4. Rybakov V. A. Osnovy stroitelnoy mekhaniki legkikh stalnykh tonkostennykh konstruktsiy. [Fundamentals of structural mechanics, light steel thin-walled structures] SPb.: Izd-vo SPbGPU, 2011. 207 p.(rus)
5. Vatin N. I., Rybakov V. A. Ekspertnoye zaklyucheniye proyektnogo resheniya po ustroystvu balkona vypolnennogo ZAO «I.I.S» v 2011g. [Expert opinion on the device design decision made balcony] SPb, 2013.16 p. (rus)
6. Vlasov V. Z. Tonkostennyye uprugiye sterzhni (prochnost, ustoychivost, kolebaniya) [Thin-walled elastic rods] M.:Stroyizdat, 1940. 276 p.(rus)
7. Vlasov V. Z. Tonkostennyye uprugiye sterzhni. [Thin-walled elastic rods] M.: Fizmatgiz, 1959. 574 p.(rus)
8. Vlasov V. Z. Izbrannyye trudy T. 2. [Selected Works] M.: Izd-vo AN SSSR, 1963. 507 p.(rus)
9. Gurvits G. A. Izgib i ustoychivost nelineyno-deformiruyemykh plastinchatykh sistem. [Bending and Stability of nonlinear deformable plate systems] M., 1985. 136 p.(rus)
10. Astakhov I. V. Prostranstvennaya ustoychivost elementov konstruktsiy iz kholodnognutykh profiley. [Spatial stability of structural elements of cold-formed profiles] SPb., 2006. 123 p.(rus)
11. Rybakov V. A., Metody resheniya nauchno-tekhnicheskikh zadach v stroitelstve. Chislennyye metody rascheta tonkostennykh sterzhney: uchebnoye posobiye. [Methods for solving scientific and technical problems in construction. Numerical methods for calculating thin rods] Spb.: Izd-vo SpbGPU, 2013. 166 s.(rus)

12. Rybakov V. A., Gamayunova O. S. The stress-strain state of frame constructions' elements from thin-walled cores // Construction of Unique Buildings and Structures. 2013. № 7 (12). Pp. 79-123. (rus)

13. Rybakov V. A. Primeneniye polusdvigovoy teorii V.I. Slivkera dlya analiza napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya sistem tonkostennykh sterzhney: avtoref. diss. kand. tekh. nauk: 01.02.04. [Application polusdvigovoy theory VI Slivkera for analysis of stress-strain state of thin-walled systems: Author. diss. Candidate. those. Sciences: 01.02.04.] SPb, 2012. — 184 p.(rus)

14. Lalin V. V., Rybakov V. A., Morozov S. A. The Finite elements research for calculations of thin-walled bar systems // Magazine of Civil Engineering. 2012. № 1 (27). Pp. 53-73.(rus)

15. Vatin N. I., Rybakov V. A. Raschet metallokonstruktsiy: sedmaya stepen svobody [Calculation of metal: the seventh degree of freedom] // Stroyprofil. 2007. № 2. Pp. 60-64.(rus)

16. Rybakov V. A., Kolomiytsev D. Ye., Rodicheva A. O. Fire resistance based on the intermediate floor with steelprofiles // Magazine of Civil Engineering. 2010. № 8. Pp. 32-37.(rus)

17. Rybakov V. A., Nedviga P. N. Empirical methods for estimating the bearing capacity of steel thin-walled expanded perforated beams and beams with a solid wall // Magazine of Civil Engineering. 2009. № 8. Pp. 27-30. (rus)

18. Rybakov V. A., Gamayunova O. S. Vliyaniye perforatsii stenki na nesushchuyu sposobnost termoprofiley [Influence of wall perforation on the bearing capacity thermoprofiles] // Stroyprofil. 2008. № 1. Pp. 128-130.(rus)

19. Lalin V. V., Rybakov V. A. The finite elements for design of building walling made of thin-walled beams // Magazine of Civil Engineering. 2011. № 8. Pp. 69-80.(rus)

20. Alkhimenko A. I., Vatin N. I., Rybakov V. A. Tekhnologiya legkikh stalnykh tonkostennykh konstruktsiy [Tech light steel thin-walled structures]. SPb: Izd-vo SPbGPU, 2008. 27 p.(rus)

21. Hicks S., Davies C. Light Steel-framed house gets the earthquake test // Build. October/November 2009. Pp. 54- 55.

22. Zhmarin Ye. N., Rybakov V. A. LSTK – instrument dlya realizatsii programmy «Dostupnoye i komfortnoye zhilye» [LSTC - a tool for the implementation of the program "Affordable Housing"] // StroyPROFIl. 2007. № 7(61). Pp. 166-167.(rus)

23. Keerthan P., Mahendran M. Thermal performance of load bearing cold-formed steel walls under fire conditions using Numerical studies // Journal of Constructional Steel Research. 2013. №80. Pp. 412-428. 22. Louise C. N., Md Othuman A. M., Ramli M. Performance of lightweight thin-walled steel sections: theoretical and mathematical considerations // Applied Science Research. 2012. №3 (5). Pp. 2847-2859

24. Dubina D., Ungureanu V., Szabo I. Codification of imperfections for advanced finite analysis of cold-formed steel members // Proceedings of the 3rd ICTWS. 2001. Pp. 179-186.

25. Hoff,N.J.: The dynamics of the buckling of elastic columns. J. Appl. Mech. 18, 68–74 (1951)

26. Sevin,E.: On the elastic bending of columns due to dynamic axial forces including effects of axial inertia. J. Appl. Mech. 27, 125–131 (1960).

27. Vitaly A. Kuzkin, Mona M. Dannert, Buckling of a column under a constant speed compression: a dynamic correction to the Euler formula