

## Конечно-элементный анализ наклонного валка колесопрокатного стана

Журавлев Эдуард Юрьевич, преподаватель-стажер  
Огородникова Ольга Михайловна, доцент, канд. физ.-матем. наук  
Уральский государственный технический университет – УПИ, Екатеринбург

### FEM analysis of forming roll in railway-wheel mill E.Yu. Juravlev, O.M. Ogorodnikova

**Аннотация.** Проработаны некоторые методические аспекты расчёта напряжённо-деформированного состояния и анализа прочностных характеристик наклонного валка колесопрокатного стана с применением САЕ-системы ANSYS. Произведена оценка уровня концентрации напряжений на галтелях. Расчёты на кручение и на изгиб валка выполнены независимо. Основной вклад в результирующие напряжения вносит усилие прокатки.

**Annotation.** Some methodical aspects of stress simulation for forming roll were studied with aid of CAE system ANSYS and analysis of structural behavior of the roll in railway-wheel mill was done. Stress concentrators in fillets were estimated. Torsion and bend stresses were calculated separately. Rolling force constitutes the main contribution into resultant stress.

Разработка и внедрение компьютерных технологий проектирования инженерных систем в интегрированной среде CAD/CAE становится крайне актуальной в связи с необходимостью предприятий иногда тесно сотрудничать, а иногда и жестко конкурировать с зарубежными фирмами, интенсивно использующими программное обеспечение в производственной деятельности. Вместе с тем, эффективное внедрение компьютерных систем инженерного анализа – Computer Aided Engineering – CAE – в повседневную практику проектирования машиностроительных изделий сдерживается отсутствием детально проработанных, верифицированных и утвержденных методик расчета с использованием специализированных компьютерных программ.

#### Описание расчетной задачи

Для компьютерного анализа выбран наклонный валок, который устанавливается в стане (рис.1), предназначенном для прокатки железнодорожных колёс\*. В процессе прокатки колеса валок подвержен воздействию двух нагрузок, обусловленных технологическими факторами, – усилию прокатки и крутящему моменту. Усилие прокатки передаётся на валок через оправку, которая непосредственно формирует обод будущего колеса; крутящий момент – через муфту от электродвигателя.

Наибольших значений усилие и момент прокатки достигают при осаживании обода колеса. При этом максимальный допустимый крутящий момент на валу равен 60 кН·м, а максимальное усилие прокатки, согласно экспериментальным данным, представленным диаграммой зависимости силовых факторов прокатки от времени на протяжении цикла



обработки одной заготовки колеса, составляет 1,3 МН. Указанные значения приняты в качестве нагрузок при оценке прочности нагруженного вала.

Валок работает на кручение и на изгиб при вращении. Особенности конструкции и условий эксплуатации вала обуславливают периодическое изменение в нем напряжений по величине и по знаку, что приводит в итоге к его усталостному разрушению [1]. Расчет усталостной прочности является основным для вала, но базируется на статическом расчете напряженно-деформированного состояния. Поскольку запас прочности при циклическом нагружении определяется для наиболее опасных сечений, то на первом этапе статического анализа конструкции необходимо выявить те сечения, в которых имеется концентратор напряжений, в данном случае – в виде галтели. Для каждого из выявленных опасных сечений на втором этапе проводится собственно расчет усталостной прочности при совместном действии напряжений кручения и изгиба [2].

### **Об идеологии проектирования в интегрированных средах CAD\CAE**

Идеология объемного проектирования в интегрированной среде CAD\CAE предполагает создание на первом этапе исходной геометрической модели и первичный расчет исходной конструкции, а затем повторение расчетной проверки конструкции по важным критериям в модуле CAE и редактирование на основании расчетных результатов текущего варианта конструкции в системе CAD. На каждом уточняющем шаге проектирования геометрическая модель посылается из CAD-системы в CAE-модуль для проверочного расчета служебных характеристик – прочностных, гидродинамических, кинематических и т.п. Возможность быстрой оценки ключевых служебных параметров в интегрированной среде CAD\CAE позволяет оперативно вносить изменения в геометрическую модель конструкции и снова отправлять ее на расчет, повторяя процедуру до тех пор, пока не будут выполнены заданные критерии. На последнем шаге такого циклического проектирования в CAD-системе остается оптимизированная геометрическая модель разрабатываемой конструкции.

Отличительной особенностью CAE-систем является большой объем вычислений, выполняемый ядром программы. Эту часть программного комплекса выносят в отдельную подпрограмму, которая называется вычислителем или процессором. Соответственно, все операции подготовки расчетной модели концентрируют в препроцессоре, а представление расчетных результатов в графическом виде поручают постпроцессору.

В интегрированных средах CAE-модуль работает с геометрическим файлом во внутреннем формате CAD-системы. При необходимости геометрическую модель можно отправить на расчет в автономную CAE-систему аналитического уровня с расширенными возможностями. В этом случае передачу данных стараются произвести в наиболее устойчивом формате.

Импортированную модель приходится специально редактировать перед генерацией расчетной сетки. На практике объемная модель, созданная конструктором, с точки зрения расчетчика часто оказывается избыточной, то есть содержит информацию, ненужную для решения расчетной задачи. Например, не является определяющим влияние фасок на точность расчета, но они присутствуют в конструкции и в CAD-модели, осложняя автоматическую генерацию конечно-элементной сетки. Трансляция сложных геометрических моделей и их редактирование в препроцессоре является одной из наиболее критических операций и может занимать много времени. Работая в единой среде CAD/CAE, удастся сформулировать основные требования к рациональному построению объемных геометрических моделей, значительно снижающие трудоемкость создания сеточной модели.



### **Подготовка геометрической модели к созданию расчетной сетки**

Геометрическая модель ограничивает в пространстве расчетную область и является основой для генерации сетки конечных элементов. Редактирование и подготовка импортированной геометрической модели к расчету может потребовать выполнения следующих операций в препроцессоре.

1) Проверка модели на присутствие малых геометрических объектов, которые вызывают затруднения у генератора сетки при попытке аппроксимировать их конечными элементами с заданной точностью.

2) Восстановление утраченных при трансляции геометрических объектов, отсутствие которых препятствует формированию замкнутого набора линий и поверхностей, например, восстановление поверхности по сохранившемуся окаймляющему контуру.

3) Прямое объединение поверхностей двойкой кривизны произвольного вида, что способствует аппроксимации объединенной поверхности меньшим числом конечных элементов.

4) Деление и объединение поверхностей и линий, принадлежащих твердому телу, с целью формирования замкнутых поверхностей.

5) Параметрическое замыкание линий и поверхностей твердого тела.

В данной работе геометрическая модель, включающая заготовку, оправки, валки и подшипники (рис.1), построена средствами препроцессора ANSYS. Препроцессорный способ создания геометрической модели без проведения ее через процедуру трансляции выбран с учетом простоты конструкции валка, подшипников и оправки, представляющих собой тела вращения с образующими в виде прямых линий и дуг окружностей. Важным фактором обращения к встроенным функциям геометрического моделирования является также возможность параметризовать модель и подготовить ее к оптимальной разбивке на конечные элементы. Последовательность построения геометрической модели записана в командный файл, составленный из команд внутреннего языка параметрического программирования ANSYS – APDL (ANSYS Parametric Design Language), который позволяет при необходимости создать параметрическую модель и автоматически оптимизировать ее согласно некоторому критерию.

Геометрическая модель была построена по чертежам. Размеры подшипников взяты из соответствующих справочников на основании информации, приведенной в спецификации к сборочному чертежу. Чертеж предполагает однозначное описание размеров, формы и взаимного расположения поверхностей деталей. Но следует отметить, что в современных автоматизированных системах проектирования и изготовления деталей машин используются объемные геометрические модели, которые формируются в CAD-системах как итог объемного конструирования.

При построении геометрическая модель была составлена из объемных примитивов. Дополнительное дробление геометрической модели проведено для валка и для оправки, где важно было построить расчетную сетку с особыми настройками в области контакта оправки с ответной конической поверхностью валка.

Передача нагрузок на валок через контактные поверхности позволяет избежать пиковых напряжений нефизической природы в точках с ограничением степеней свободы. Как правило, узлы с ограничением степеней свободы назначаются за пределами анализируемой детали. Именно с этой целью в геометрическую модель добавлены, помимо анализируемого валка, оправка и подшипник.

### **Создание конечно-элементной сетки**

Конечно-элементную сетку можно сгенерировать автоматически с использованием соответствующих функций препроцессора или прямым способом, самостоятельно задавая



параметры сетки. Выбрав прямой способ, расчетчик сам создает в пространстве необходимую систему расчетных узлов, на базе которой затем формирует конечные элементы. Прямая генерация позволяет создать расчетную сетку с наименьшим количеством конечных элементов, расчет на которой требует минимальных затрат времени и машинных ресурсов. В данной работе расчетная сетка сгенерирована в объеме составной геометрической модели, где для каждой объемной части вручную заданы параметры разбивки.

При построении сеточной модели необходимо искать оптимальную дискретность сетки и балансировать при этом между задействованными ресурсами вычислительной системы (память, время, количество процессоров) и точностью вычислений. Сетка с небольшим количеством расчетных узлов позволяет снизить расчетное время и объем используемой памяти, но приводит к получению менее точного решения. В идеале решение не должно зависеть от плотности сетки. Существует простой способ оценить влияние дискретности сетки на точность вычислений и найти наименьшее число конечных элементов в сетке, такое, что превышение этого числа не влияет на точность расчетных результатов. С этой целью создается сетка с малым исходным числом элементов, на которой проводится начальный расчет. Затем количество элементов увеличивается, снова проводится расчет, сравнивается текущий расчетный результат с предыдущим; и так далее. Количество элементов в сетке увеличивают до тех пор, пока разница двух последовательно найденных значений расчетного параметра не окажется ниже заданной точности вычислений.

Имеет смысл уплотнять сетку в зонах значительного градиента напряжений (температур, деформаций), в области контакта деталей и на геометрических объектах сложной формы. Но следует отметить, что измельчение сетки не компенсирует ложные допущения физической модели и ошибки входных данных. В частности, уплотнение сетки не увеличивает точность на острых углах без галтелей или при изгибе тонкостенных конструкций, смоделированных объемными элементами.

Высокую точность расчетов получают не только за счет повышенной плотности сетки, но и за счет использования конечных элементов более высокого порядка. Так, тетраэдрические элементы с линейной функцией формы не могут обеспечить точные расчетные результаты в сложных задачах конструкционного анализа, поскольку они имеют ограничения при моделировании процессов деформирования конструкции.

Построение сетки в данной работе выполнено с использованием конечных элементов из библиотеки ANSYS: твердотельного элемента с квадратичной функцией формы и 20 расчетными узлами – SOLID95 – для моделирования объемных тел; и контактных элементов «поверхность-поверхность» – CONTA174, TARGE170 – для передачи механического взаимодействия между деталями сборки.

На рис.2 показаны геометрическая (а) и сеточная (б) модели, рассечённые вдоль оси плоскостью симметрии. Геометрическая модель вала разбита на объемные фигуры простой формы и представлена их комбинацией.

### **Ограничения расчетной модели**

В данной расчетной модели предполагается, что все материалы конструкции изотропны, и при заданных значениях нагрузки в валках не происходит накопление остаточной пластической деформации. Наклонные валки изготавливаются из стали 35ХН1М2ФА с предельными механическими свойствами:  $\sigma_{0,2} = 680-850$  МПа,  $\sigma_B = 830$  МПа. Модуль нормальной упругости стали равен 210 ГПа, коэффициент поперечного сжатия равен 0,27.



Для более достоверного расчета напряжений в валке точки приложения нагрузок и области с ограничением степеней свободы выбраны за пределами анализируемой детали. Ограничение степеней свободы задано нулевыми пространственными перемещениями на цилиндрических поверхностях наружных колец подшипников (рис.3).

Нагрузки в конечно-элементной сетке передаются на валок от соприкасающихся деталей сборки через контактные элементы. Усилие прокатки приложено к оправке в виде силы, равномерно распределённой по четырем секторам, образующим замкнутую коническую поверхность (рис.4).

Важной частью расчетной модели являются контактные элементы. В данной работе использованы контактные элементы «поверхность-поверхность», обладающие важными служебными характеристиками. При использовании таких контактных элементов не требуется изначальное знание точного положения зоны контакта, контактирующие поверхности могут иметь разные сетки. Поверхностными контактными элементами поддерживается большое относительное скольжение в зоне контакта, а также большие смещения и повороты, что позволяет моделировать пластическое течение металла при расширенной постановке задачи. Контактные условия были определены между следующими парами деталей: “валок – внутренние кольца подшипников”, “внутренние кольца подшипников – наружные кольца подшипников”, “валок – оправка”.

### **Результаты компьютерных вычислений**

Расчеты на кручение и на изгиб валка выполнены независимо. Суммарные главные напряжения получены сложением соответствующих тензоров напряжений и приведением к главным осям суммарного тензора. Процедура суммирования произведена для отдельных узлов расчетной сетки в концентраторах напряжений. Основной вклад в результирующие напряжения вносит усилие прокатки; влияние момента прокатки на концентрацию напряжений в валке значительно меньше.

Прочность валка в большей степени обусловлена его конструктивными формами на участках перехода между ступенями, где возникает концентрация напряжений изгиба и кручения. Напряжения в поперечном сечении валка увеличиваются в направлении к поверхности. На поверхности находятся основные источники концентрации напряжений, обусловленные изменением геометрии валка. Зарождение трещин, приводящих к разрушению, начинается, как правило, с поверхности. Общепринятый прием конструктивного усовершенствования, обеспечивающий снижение концентрации напряжений, – переход к участку большего диаметра выполнить с помощью галтели.

Оценка уровня концентрации напряжений произведена на галтелях (рис.5). При комнатной температуре предел прочности стали 35ХН1М2ФА, из которой изготовлен валок, более чем в 6 раз превышает расчётные значения эквивалентных напряжений на галтелях. Максимальной величины (122 МПа) напряжения достигают в области второй галтели, находящейся на расстоянии 389 мм от левого торца, что объясняется наибольшей разностью диаметров сопрягающихся участков валка. Вместе с тем, поломка валка чаще всего начинается с возникновения трещин на первой галтели, находящейся на расстоянии 280 мм от левого торца, что объясняется воздействием повышенных температур в этой области.

Расчет напряженно-деформированного состояния не решает собственно проблему оценки прочности – не описывает процесс разрушения и не способен определить начальный или текущий ресурс, что является важной задачей для конструкций, работающих в условиях многофакторных интенсивных воздействий.

Можно выделить два главных фактора, влияющих на срок службы валка: переменная механическая нагрузка и повышенная температура. Очевидно, что разрушение носит



усталостный характер, причём из-за повышенной температуры механические свойства материала валка в реальных условиях эксплуатации стана в действительности ниже, чем те значения, которые приведены в справочной и нормативно-технической литературе. Повысить долговечность валка можно за счёт снижения нагрузки (как механической, так и тепловой) или за счёт изменения конструкции валка. Возможность реализации первого пути повышения долговечности весьма сомнительна, так как нагрузка напрямую связана с технологическим процессом прокатки колёс, поэтому представляет интерес второй способ – изменение конструкции валка с целью снижения максимальных напряжений в местах концентрации и смещение концентрации напряжений в область более низких температур.

Увеличения ресурса можно добиться также заменой стали 35ХН1М2ФА на сталь 38Х2Н3Му, предельные механические свойства которой не только не уступают характеристикам используемого материала, но и сохраняются при повышенных температурах.

### **Выводы**

В валке, работающем на изгиб и кручение, напряжения по сечению распределяются неравномерно: они максимальны в крайних точках сечения. Максимальные напряжения наблюдаются в валке на галтелях вследствие эффекта концентрации напряжений при переходе диаметров участков валка. Выявленное распределение напряжений по поверхности валка позволяет сравнить концентрацию напряжений в местах изменения диаметра и позиционировать наиболее опасное сечение. Полученные значения статических напряжений являются основой для компьютерного расчета долговечности на следующем этапе конструкционного анализа в среде ANSYS.

\*Техническая постановка задачи и исходные данные предоставлены авторам специалистами расчётно-конструкторской лаборатории прокатного оборудования ООО “Уралмаш – Металлургическое оборудование”.

### Список литературы

1. Леликов О.П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет: Справочник. М.: Машиностроение, 2006. 640 с.
2. Raymond Browell, Al Hancq. Update on the ANSYS Fatigue Module. ANSYS Solution, 2006 Volume 7, Issue 1, P.16-19.



## Рисунки

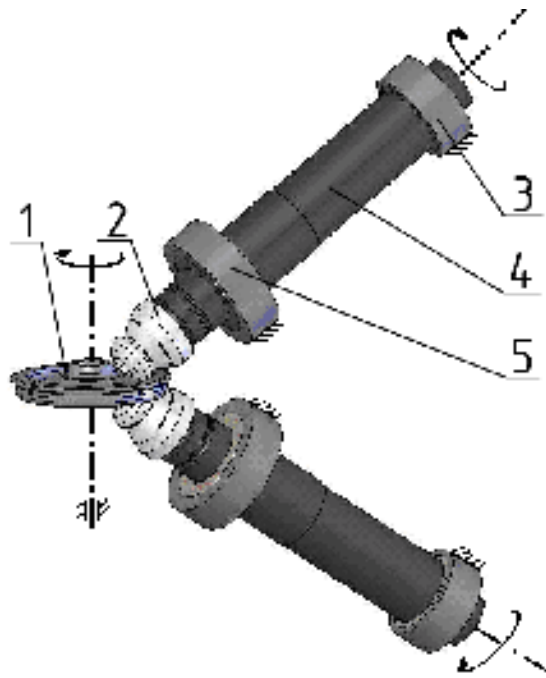
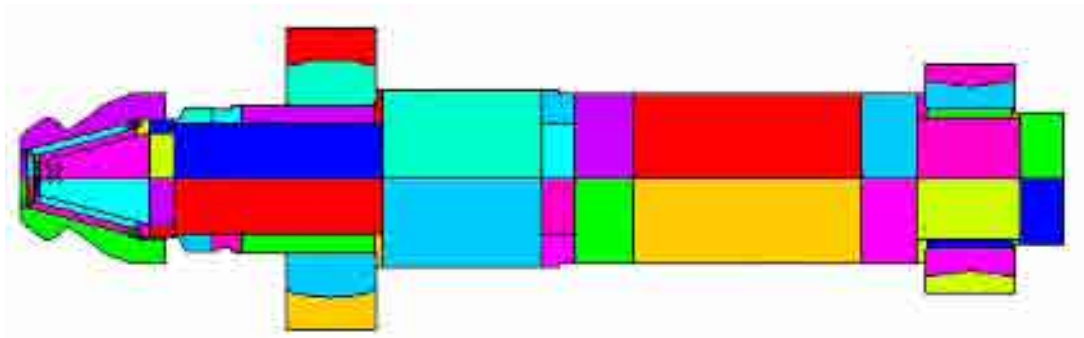
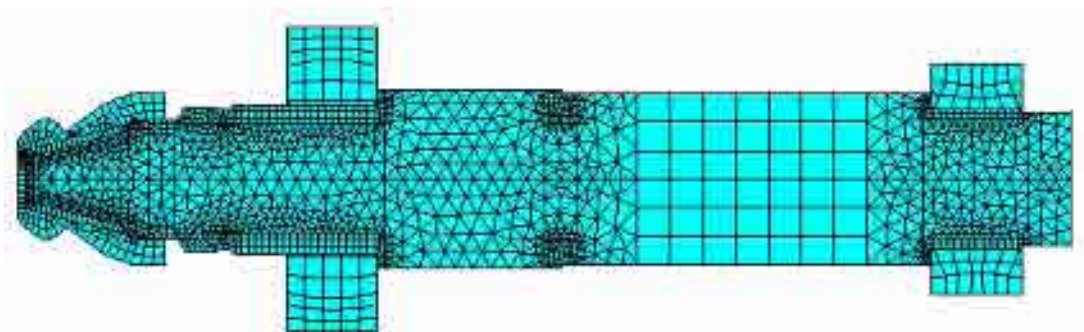


Рис.1. Эскиз технологического процесса прокатки колёс:  
1 – заготовка, 2 – оправка, 3 – наклонные валки, 4 – подшипники



а

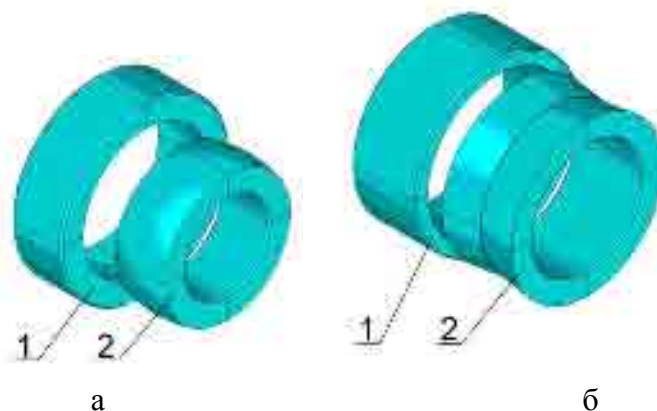


б

Рис.2. Генерация сетки конечных элементов по предварительно подготовленной геометрической модели: а) – сечение геометрической модели по плоскости симметрии;



б) – сетка конечных элементов, построенная с индивидуальной разметкой для каждого объема составной геометрической модели



а б  
Рис.3. Геометрические модели подшипников:

а) сферический шариковый подшипник;

б) конический роликовый подшипник;

1 – объёмы, моделирующие наружные кольца подшипников;

2 – объёмы, моделирующие тела качения и внутренние кольца подшипников

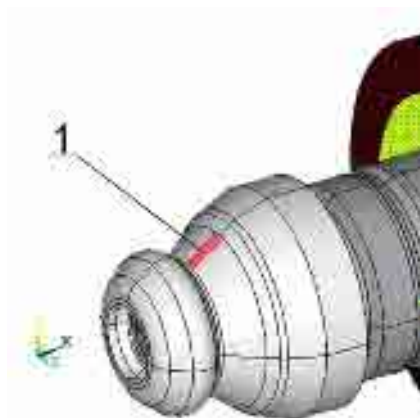


Рис.4. Моделирование усилия прокатки:

1 – коническая поверхность, на которой задана равномерно распределённая нагрузка с равнодействующей силой, эквивалентной усилию прокатки



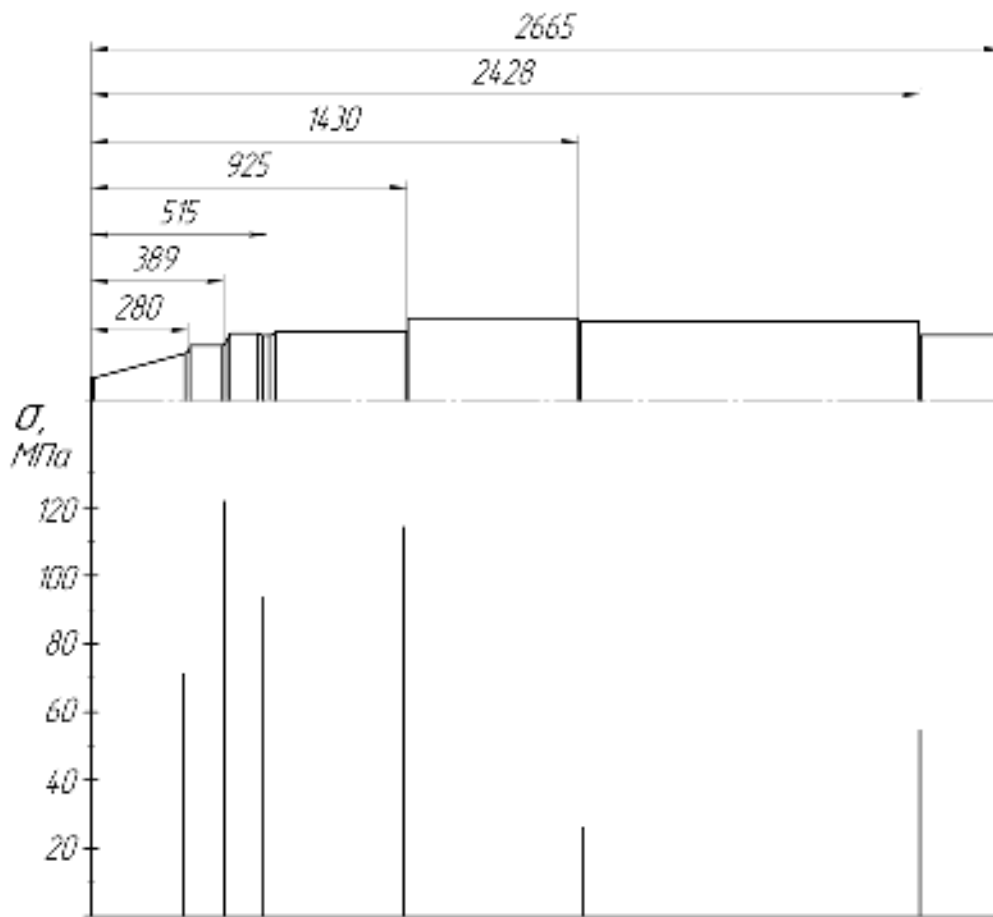


Рис.5. Конструкция вала и концентрация напряжений на галтелях