

The Stress Analysis in Pulleys and Blocks

S.Y. Aliyeva, I.M. Kerimova

Azerbaijan State University of Oil and Industry (Azadlig ave. 16/21, Baku, AZ1010, Azerbaijan)

For correspondence:

Aliyeva Sevda / e-mail: sevda.aliyeva.66@bk.ru

Abstract

The article studies a three-dimensional finite element analysis of voltages in pulleys and describes the developed preprocessor for obtaining data for pulleys of various configurations. A model is constructed that takes into account the features of pulleys due to geometry and loads on the basis of eight nodal and twelve nodal isoparametric elements. When generating geometric data, the preprocessor needs twenty punch cards to produce a mesh of any of the seven types of pulleys selected for testing in the test lab. For a particular pulley under load, a very good agreement between the numerical and experimental results on deformations was obtained.

Keywords: three-dimensional finite element analysis, pulley, block, punch cards, voltage analysis.

DOI 10.52171/2076-0515_2023_15_03_38_50

Received 21.06.2022

Revised 14.09.2023

Accepted 20.09.2023

For citation:

Aliyeva S.Y., Kerimova I.M.

[The Stress Analysis in Pulleys and Blocks]

Herald of the Azerbaijan Engineering Academy, 2023, vol. 15, no. 3, pp. 38-50 (in Russian)

Qasnaqlarda və bloklarda gərginliyin təhlili

S.Y. Əliyeva, İ.M. Kərimova

Azərbaycan Dövlət Neft və Sənaye Universiteti (Azadlıq pr. 16/21, Bakı, AZ1010, Azərbaycan)

Yazışma üçün:

Əliyeva Sevdə / e-mail: sevda.aliyeva.66@bk.ru

Xülasə

Məqalədə qasnaqlardakı gərginliklərin üçölçülü sonlu-element analizi təqdim olunub və müxtəlif konfigurasiyalı qasnaqlar üçün məlumatların alınması məqsədilə işlənib hazırlanmış preprocessor təsvir edilib. Səkkiz nodal və on iki nodal izoparametrik element əsasında həndəsə və yüklərə görə qasnaqların xüsusiyyətlərini nəzərə alan model qurulub. Həndəsi məlumatların generasiyası zamanı, sınaq laboratoriyasında tədqiqat üçün seçilmiş yeddi növ qasnaqdan hər hansı birinin torunu əldə etmək üçün preprocessorun iyirmi perfokarta ehtiyacı var. Yük altında olan konkret qasnaq üçün deformasiyalar üzrə ədədi və eksperimental nəticələr arasında çox yaxşı uyğunluq əldə edilmişdir.

Açar sözlər: üçölçülü sonlu-element analizi, qasnaq, blok, perfokart, gərginlik təhlili.

DOI 10.52171/2076-0515_2023_15_03_38_50

УДК 622.24

Анализ напряжения в шкивах и блоках

С.Я. Алиева, И.М. Керимова

Азербайджанский государственный университет нефти и промышленности
(пр. Азатлыг, 16/21, Баку, AZ1010, Азербайджан)

Для переписки:

Алиева Севда / e-mail: sevda.aliyeva.66@bk.ru

Аннотация

В статье представлен трехмерный конечно-элементный анализ напряжений в шкивах и описан разработанный предпроцессор для получения данных для шкивов различной конфигурации. Построена модель, учитывающая обусловленные геометрией и нагрузками особенности шкивов на основе восьми-узловой и двенадцати-узловой изопараметрических элементов. При генерации геометрических данных предпроцессору требуется двадцать перфокарт для получения сетки любого из семи типов шкивов, выбранных для исследования в испытательной лаборатории. Для конкретного шкива под нагрузкой получено хорошее согласие численных и экспериментальных результатов по деформациям.

Ключевые слова: трехмерный конечно-элементный анализ, шкив, блок, перфокарта, анализ напряжений.

Введение

В силовых механических передачах часто используют шкивы и блоки различных форм и размеров. Обычно методы проектирования блоков основаны либо на опытных данных, либо на простейшем анализе напряжений. Другим известным примером является маховик, служащий для уменьшения колебаний частоты вращения, вызванных изменением крутящего момента. Размеры шкивов различны. Так, например, диаметр шкивов, производимых на заводах Пенсильвании [1], изменяется от 100 мм до 185 см. Имеются шкивы самых разнообразных геометрических форм, причем выбор конкретного типа шкива зависит от его назначения. Экспериментальных данных и литературы по проектированию шкивов недостаточно.

Целью статьи является получение данных для шкивов различной конфигурации, построение модели, учитывающей обусловленные геометрией и нагрузками особенности шкивов на основе восьми-узловой и двенадцати-узловой изопараметрических элементов.

Если бы удалось определить более точно место и величину наибольших напряжений, можно было бы более рационально перераспределить материал и тем самым понизить стоимость и повысить эффективность проектирования. Обычные способы проектирования шкивов основываются либо на экспериментальных данных [2], либо на элементарном анализе напряжений [3].

Решение задачи

Предлагается и подробно описывается конечно-элементный анализ напряжений шкива с полной ступицей колеса и со спицам, имеющими эллиптическую форму сечения. На рис. 1а и 1б показаны различные конфигурации шкивов, относящиеся к этой категории.

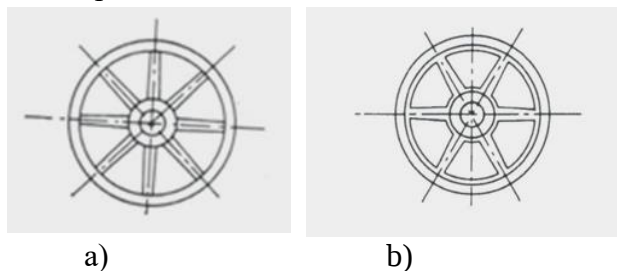


Рисунок 1 а, б – Модели: а) без буртов; б) с буртами
Figure 1 a, b – Models: a) without collars; b) – Models with collars

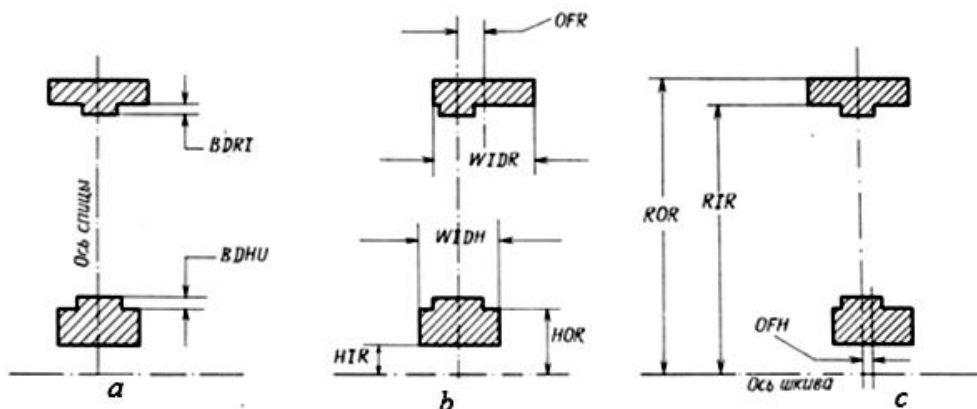


Рисунок 2 а, б, с – Параметры сечения шкива
Figure 2 a, b, c – Pulley section parameters

Рисунки 2 а, b, с иллюстрируют геометрические параметры, определяющие различные конфигурации шкивов.

Для выполнения собственно анализа напряжений существует программа общего назначения, основанная на конечно-элементном анализе SAPIV [4]. Для получения необходимых данных была разработана специальная программа-предпроцессор, совместимая с программой SAPIV.

Описание и моделирование. Метод конечных элементов [5] позволяет эффективно рассчитывать напряжения в узлах и деталях тел сложной формы при различных видах нагружения. Для краткости отметим только, что нами используется метод перемещений, подробно описанный в работах [5-7].

SAPIV – это программа общего назначения для анализа конструкций, основанная на методе конечных элементов и способная выполнять статический и динамический анализ пространственных конструкций больших размеров. Ее библиотека элементов состоит из элементов различных типов. Нами использован трехмерный элемент с переменным числом узлов.

Рисунки 1а и 1b показывают конфигурацию шкивов, для которых может быть выполнен анализ напряжений. Для них можно было бы построить простую модель с использованием балочных элементов. Однако балочные элементы не будут правильно описывать соединения между спицей и буртом обода, а также между спицей и буртом ступицы (рис. 1b и 2а), т. е. в наиболее опасных, как известно из опыта, местах. Неосесимметричность конструкции и эллиптическая форма сечений спиц дела-

ют невозможным использование плоских и осесимметричных элементов. Следовательно, остается выбрать трехмерный сплошной элемент.

Совместно с SAPIV можно применять два типа трехмерных элементов:

а) восьми-узловой элемент (кирпич) с учетом изгибных форм (тип b);

б) элемент с переменным числом узлов от 8 до 21 (тип с);

Подпрограммы программы SAPIV, соответствующие другим типам элементов (отличным от 1b и 2с), а также элементам динамического и временного анализа, удалены, чтобы сделать программу SAPIV более управляемой, особенно если она выполняется на микрокомпьютере, как в нашем случае.

Параметры, определяющие модель шкива. Для полного определения данной модели требуется следующая информация (рис. 2 а, b, с): внутренний радиус ступицы (HIR); внешний радиус ступицы (HOR); внутренний радиус обода (RIR); эквивалентный внешний радиус обода (ROR); смещение ступицы от оси спицы (OFH); смещение обода от оси спицы (OFR); высота бурта (BDRI); высота бурта на ступице (BDHU); большая и малая оси эллиптического сечения спицы у ступицы; уменьшение размеров сечения (уклон) спицы у ступицы к ободу для большой и малой осей.

Моделирование обода. На рис. 3а показано сечение типичного желобка на ободе шкива, который служит для улучшения «эффективного коэффициента трения» [2, 3] между ремнем и ободом. Чем выше коэффициент трения, тем больший крутящий момент можно передать через шкив.

Для точного моделирования геометрии каждого желобка потребовалось бы очень большое число элементов. Было бы непрактично и неоправданно использовать такую подробную модель, поэтому сечение желобка моделируется эквивалентным прямоугольным сечением (рис. 3 б). Эквивалентность достигается сохранением изгибной жесткости относительно оси z . Сечение обода описывают несколько параметров (рис. 3 а).

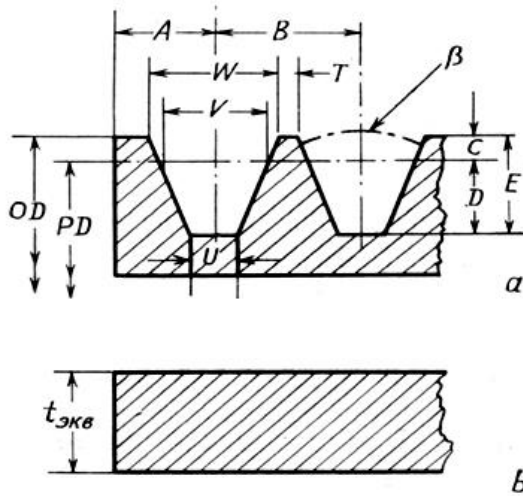


Рисунок 3 а, б – Действительное сечение обода параметры, определяющие геометрические размеры канавок (а), а также эквивалентное сечение обода (б)

Figure 3 а, б – The actual section of the rim parameters, determining the geometric dimensions of the grooves (а), as well as the equivalent section of the rim (б)

Вычисление эквивалентного сечения, задаваемого этими параметрами, запрограммировано в предпроцессоре. Хотя изгибная жесткость обода и смоделирована должным образом, массу эквивалентного обода все же требуется уточнить, чтобы центробежные силы обоих ободов были также эквивалентны. Это достигается следующим образом:

$$\rho_{\text{экв}} = \rho \left(A / A_{\text{экв}} \right) \quad (1)$$

где $\rho_{\text{экв}}$ – эквивалентная массовая плотность, соответствующая эквивалентному сечению обода; $A_{\text{экв}}$ – площадь сечения эквивалентного обода; ρ – действительная массовая плотность; A – площадь сечения эквивалентного обода.

Моделирование спиц. Эллиптическое сечение спиц моделируется двумя трапециями, имеющими общее основание. На рис. 4 показана практическая эквивалентность между действительными модельными сечениями. При этом существует некоторая разность между изгибными жесткостями этих сечений относительно оси z .

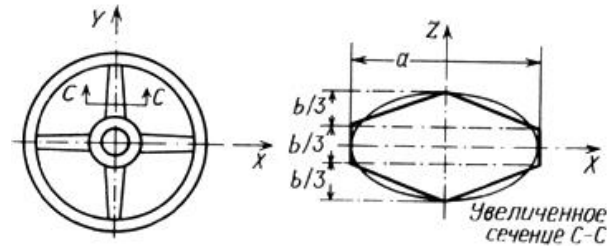


Рисунок 4 – Практическая эквивалентность между действительными модельными сечениями

Figure 4 – Practical equivalence between real model sections

Хотя трапецевидная идеализация несколько занижает фактическую жесткость (менее чем на 9%), имеет место компенсирующий эффект, состоящий в том, что перемещения в методе конечных элементов обычно дают несколько завышенную жесткость конструкции [5].

Конечно-элементная модель. Типичный шкив условно состоит из блоков спиц и ободов (рис. 5 а, б, с и рис. 6 а, б, с, d). Блок спицы моделируется с использованием восьми-узловых элементов, а блок обода – двенадцати-узловых элементов.

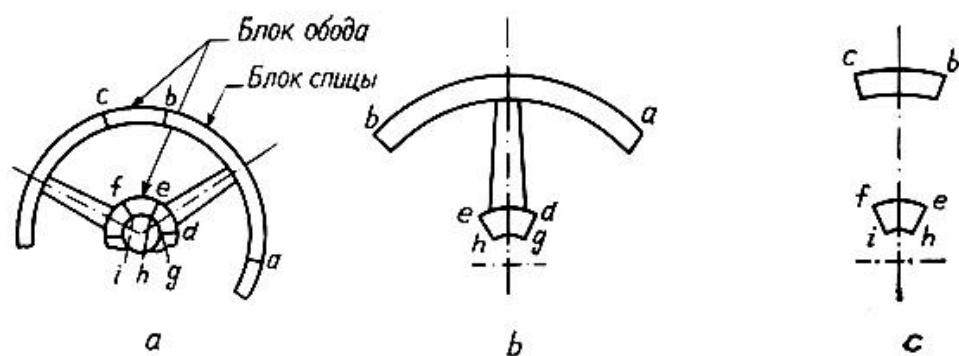


Рисунок 5 a, b, c – Типичные блоки для моделей: а – шкив, состоящий из блоков; b – блок спицы; c – блок обода

Figure 5 a, b, c – Typical blocks for models: a - pulley, consisting of blocks; b - spoke block; c – rim block

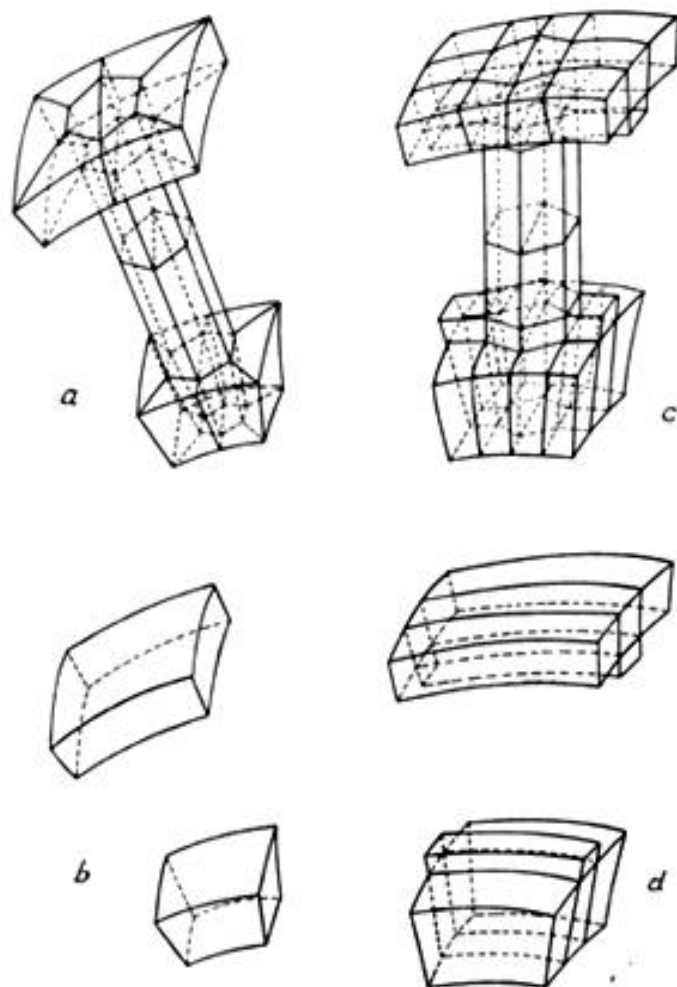


Рисунок 6 a, b, c, d – Конечно-элементная модель блоков

Figure 6 a, b, c, d – Finite element block model

На рис. 6 *a, b, c, d* показана конечно-элементная модель блоков, изображенных на рис. 5 *b* и *c* соответственно. Полный шкив моделируется путем систематического и поочередного объединения этих блоков. Фактические номера блоков зависят от особенностей рассматриваемой модели.

Нагружение. Шкивы обычно несут следующие нагрузки:

a) Нагрузка, передаваемая от ремня.

Напомним, что обод составлен из сегментов, принадлежащих либо спицам (восьми-узловой элемент), либо ободу (двенадцати-узловой элемент).

Нагрузка от ремня для произвольного угла θ (рис. 7) дается выражением [3]:

$$T = T_1 \exp(-\mu\theta) \quad (2)$$

где μ и T_1 обозначают, соответственно, коэффициент трения и усилие растяжения на натянутой ветви.

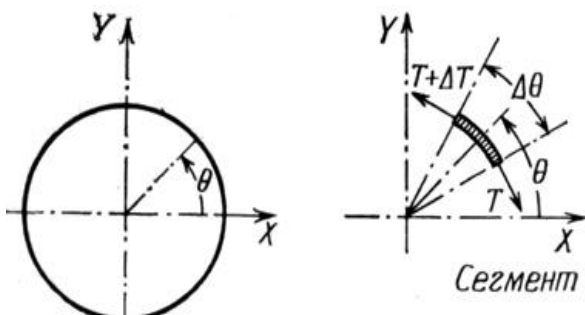


Рисунок 7 – Нагрузка от ремня для произвольного угла θ

Figure 7 – Belt load for an arbitrary angle θ

При моделировании этой нагрузки силу натяжения ремня на данном сегменте принимают постоянной и соответствующей середине угла на этом сегменте. Полные нагрузки, передаваемые от ремня к сегменту по осям X и Y , вычисляются в соответствии с уравнениями:

$$X = (-T_1 \Delta\theta \sin\theta - \mu T_1 \Delta\theta \cos\theta) \exp(-\mu, \theta) \quad (3)$$

$$Y = (-T_1 \Delta\theta \cos\theta + \mu T_1 \Delta\theta \sin\theta) \exp(-\mu, \theta) \quad (4)$$

где X – сила в горизонтальном направлении, θ – угловая координата, $\Delta\theta$ – центральный угол сегмента.

Эти суммарные нагрузки распределяются по узлам на поверхности сегмента в соответствии с методикой [5] и вычисляются с учетом весовых коэффициентов в соответствующих точках для моделей с буртом и без бурта.

б) Центробежные нагрузки. Центробежные нагрузки, возникающие при вращении шкива, преобразуются в эквивалентные сосредоточенные узловые силы. Суммарная нагрузка для элемента в радиальном направлении дается выражением:

$$R = (\rho dv) \bar{r} \omega^2 \quad (5)$$

Предполагается, что вся масса элемента сосредоточена в его центре тяжести. Радиальная сила, сосредоточенная в центре тяжести, распределяется по узлам элемента пропорционально значениям функций формы, т. е.

$$R_i = \int_V N_i R dv, \quad i = 1 \dots, M \quad (6)$$

Здесь R – радиальная сила, ρ – массовая плотность, $\bar{r}$ – радиус центра тяжести элемента, ω – угловая скорость, v – объем, R_i – радиальная сила, приложенная в узле i , N_i – функция формы i -го узла, M – число узлов в элементе.

Эта радиальная нагрузка раскладывается затем по осям X и Y . Указанные шаги должны быть включены в подпрограмму соответствующего элемента программы SAPIV.

Предпроцессор. В зависимости от располагаемых компьютеров и машинного времени можно сформулировать довольно эффективные предпроцессоры. Мы опишем простой предпроцессор, написанный на языке Фортран и предназначенный для считывания параметров рис. 1 и 4, а также нагрузок типа *a)* и *b)* и формирования файла данных для программы SAPIV. Программа выполняется в пакетном режиме. Предпроцессор данных работает следующим образом:

a) Связность элементов по узлам и координаты. Подпрограммы генерации всех данных для блока, представляющего спицу или обод, выдают информацию его правой поверхности; эта информация уточняется после выхода из блока. В зависимости от порядка следования блоков (обод или спица) эти подпрограммы вызываются попеременно. Соответствующие обращения объединяются в подпрограмму, которая формирует модель каждого типа шкива. Такие подпрограммы вызываются из библиотеки подпрограмм, которая зависит от числа типов шкивов, выбранных пользователем.

Осевая линия первой спицы всегда имеет нулевой угол θ . Данные генерируются в направлении против часовой стрелки. Генерация координат производится в цилиндрической системе координат R, θ, Z , которая затем преобразуется в ортогональную систему координат X, Y, Z . Очевидно, что при такой схеме нумерации узлов получается большая ширина полосы. Уменьшение ширины полосы и соответствующее снижение стоимости вычислений достигаются перенумерацией узлов. Схема перенумерации очень проста,

и мы не пытались найти оптимальную схему.

б) Свойства материала. Для модуля Юнга, коэффициента Пуассона и массовой плотности берутся стандартные значения, если пользователь не хочет задавать их. Все свойства берутся для изотропного материала.

в) Данные о нагрузках. Информация о нагрузках от действия ремня вводится для каждого последовательного сегмента. Нумерация сегментов соответствует нумерации блоков спиц и обода на рис. 7.

Для каждого сегмента, подверженному действию ремня, задается угол θ , угловой размер $\Delta\theta$ и параметр, определяющий, действует ли нагрузка на вес сегмент. Последний параметр используется в основном для первого и последнего сегментов области воздействия ремня. Если значение угловой скорости не задано пользователем, оно применяется равным $33,02 \text{ М/с}$. При подготовке данных используется понятие макрокарт. Сначала идентифицируются признаки каждого типа данных как мнемонические переменные, состоящие из четырех букв. Это обеспечивает большую гибкость при сборке данных. Чтобы избежать генерации данных и последующей работы программы SAPIV при ошибочной входной информации, сразу же после ввода данных производится ряд контрольных операций. Если встречаются ошибочные данные, то выполнение программы немедленно прекращается с последующим сообщением об ошибках.

Пример подготовки данных для предпроцессора. На рис. 8 показан пример шкива, для которого выполнялись статические испытания.

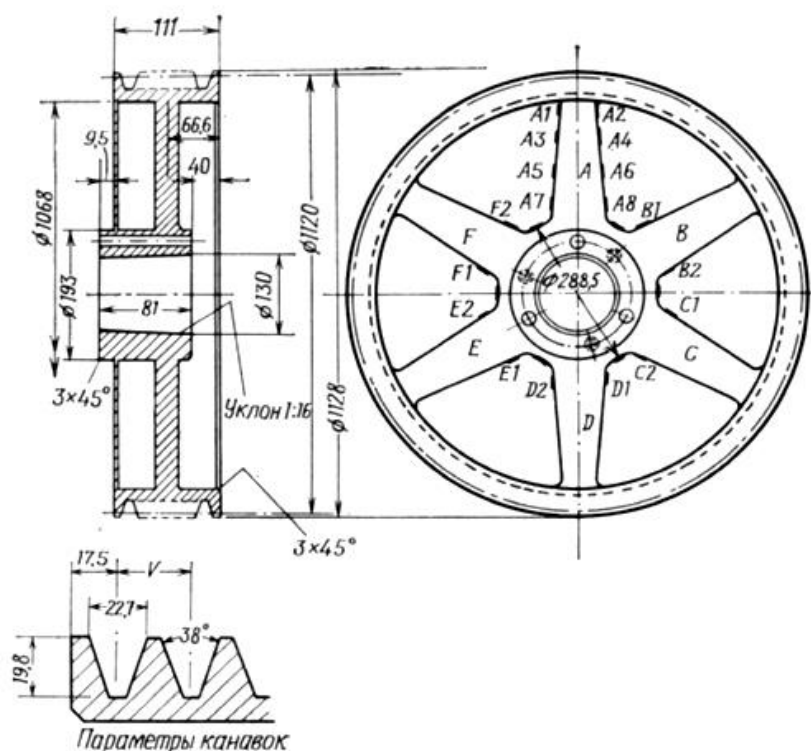


Рисунок 8 – Размеры и обрядка датчиками чугунного шкива, прошедшего статические испытания
Figure 8 – Dimensions and order of gauges of cast iron pulley that has passed static tests

Пример подготовки исходных данных для аналитической модели приведен на рис. 9.

Ниже представлено краткое описание этих данных:

- а) первая карта-заголовок идентифицирует решаемую задачу; длина заголовка не более 80 символов;
- б) карта SPOKE задает параметры блока спицы, показанного на рис. 10а;
- с) карта RIM задает параметры блока обода, показанного на рис. 10б;
- д) карта ROTA задает желаемую ориентацию шкива.

Напомним, что генерация данных начинается при расположении осевой линии первой спицы под углом $\theta = 0^\circ$ (рис. 10с);

- е) карты BDRI и BDHU определяют высоту буртов на ободе и ступице соответ-

ственно; таким образом можно изучить влияние переменной высоты буртов.

- ф) карты BELT определяют нагрузку от ремня, причем сегменты 1-5 загружены полностью, а сегменты 6 и 12 загружены наполовину (рис. 10д);

- г) карта RIMCS задает параметры сечения обода (рис. 4);

- h) карта CROSS-SECTION задает размеры сечения спицы у ступицы;

- i) карта TAPER определяет конусность для большой и малой осей эллипса спицы. Отсутствие этих данных означает отсутствие конусности;

- ж) карта RPM задает угловую скорость;

- к) карта RUN является признаком входа в предпроцессор данных.

Пример подготовки данных для предпроцессора:

```

**TEST CASE ** MODEL 7 ** WITH BEAD **

MODEL
7
SROKE
2.575      4      3.1875      0.53125  50.0      30.0
RIM
21.0625    21.53  4.375      0.0      10.0      30.0
ROTA
30.0
BDRI
0.20
BDHU
1.6875
BELT
1000.0      300.0
1  30.0      30.0
2  60.0      30.0
3  90.0      30.0
4  120.0     30.0
5  150.0     30.0
6  180.0     30.0      1
12 0.00      30.0      -1
RIMCS
0.687      0.5      0.78      0.1575  26.75  0.3578  0.8950
CROSS - SECTION
2.500      1.350
TAPER
0.833
RPM
0000.1
RUN
END
    
```

Рисунок 9 – Пример подготовки данных для предпроцессора
 Figure 9 - An example of preparing data for the preprocessor

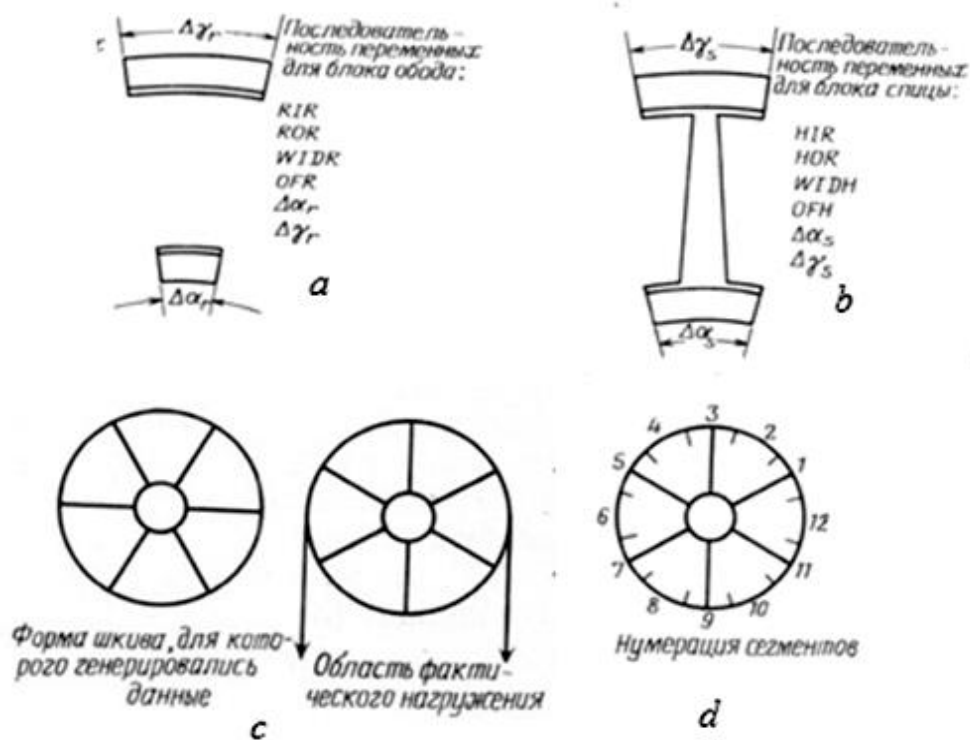


Рисунок 10 a, b, c, d Схемы генерации данных от начала первой осевой линии под углом $\theta = 0^\circ$
 Figure 10 a, b, c, d – Schemes for generating data from the beginning of the first axial line at an angle $\theta = 0^\circ$

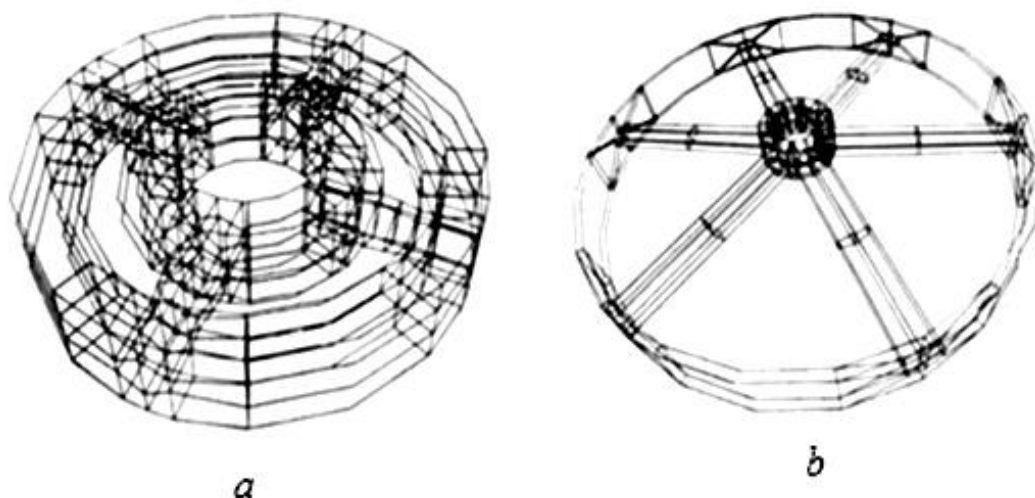


Рисунок 11 а, б – Примеры вычерчивания сеток
Figure 11 a, b – Examples of drawing grids

Программа вычерчивания геометрии. Для того чтобы обеспечить контроль больших массивов данных и связности узлов и координат, разработана простая программа построения аксонометрических трехмерных конечно-элементных сеток. Она основывается на пакете графических программ, разработанном в вычислительном центре Пенсильванского университета. На рис. 11а и 11б показаны примеры вычерчивания сеток. Рис. 11 б соответствует шкиву, для которого были получены экспериментальные данные.

Пример сравнения вычислительных и экспериментальных результатов. Выше на различных этапах моделирования были сделаны некоторые допущения и упрощения, например аппроксимация геометрии восьми-узловыми элементами (рис. 6), упрощения при вычислении усилий от ремня, введение эквивалентного сечения желоба обода (рис. 3а), моделирование эллиптического сечения спицы (рис. 4) и т. д.

Поэтому для определения точности моделирования желательно сравнить результаты, полученные при численном моделировании с экспериментальными данными.

На рис. 8 изображен шкив, для которого выполнялись статические испытания. Точки, в которых напряжения определялись с помощью тензодатчиков, показаны на рис. 8. Учитывалось только усилие от ремня, причем натяжение ремня с разных сторон шкива составляет $T_1 = 4449$ Н и $T_2 = 1335$ Н. Определенные таким образом два усилия и угол контакта θ ремня со шкивом полностью определяют нагрузку, передаваемую от ремня, и необходимость задания коэффициента трения отсутствует.

Для нашей статической задачи все узлы на внутренней поверхности ступицы зафиксированы, т. е. не учитывается нагрузка, обусловленная посадкой. Несложно определить также и другие граничные условия.

В таблице приведены теоретические и экспериментальные значения деформаций.

Таблица – Сравнение деформаций
Table – Comparison of deformations

Расположение точек	Данные эксперимента	Численное решение (модель с буртами)	Численное решение (модель без буртов)
A	Между +64(A5) и +75(A7)	+75,6	+91,3
A	Между -52(A6) и -101(A8)	-91,3	-109,4
A	Между -20(A1) и +20(A3)	-28,1	-30,6
A	Между -10(A2) и -46(A4)	+2,2	+10,9
B	Менее +115(B1)	+85,2	+91,3
B	Менее -111(B2)	-105,2	-115,9
C	Менее +128(C1)	+117,3	+123,1
C	Менее -118(C2)	-105,3	-110,0
D	Менее +100(D1)	+91,0	+104,6
D	Менее -82(D2)	-77,6	-91,2
E	Менее +76(E1)	+90,3	+98,0
E	Менее -62(E2)	-77,5	-91,4
F	Менее +66(F1)	+77,5	+91,3
F	Менее -75(F2)	-84,3	-104,6

Места измерения напряжений на шкиве тензодатчиками не совпадают с теми точками, для которых были получены теоретические значения. Следовательно, экспериментальные значения, соответствующие теоретическим точкам, должны лежать между двумя соседними измеренными экспериментальными значениями или быть меньше экспериментального значения в ближайшей точке. Такая методика принята вместо интерполяции, чтобы сохранить экспериментальные данные в исходной форме. При этом мы исходим из допущения о том, что напряжения изменяются между последовательными точками монотонно. Отметим, однако, что при желании можно вычислять деформации в местах измерений. В таблице приведены результаты двух численных решений: одно соответствует форме фактически испытанного шкива с буртами, а другое - шкиву без буртов.

В таблице показано согласие по деформации для всех точек, кроме одной. Очень хорошо согласуются и закономерности изменения деформаций, кроме одной. Вероятно, преждевременно утверждать, что точность модели достаточна для всех типов нагрузок, однако она удовлетворительна

для данного частного случая нагружения. Подтверждено также, что можно сделать необходимые упрощения при моделировании задачи без потери значимости результатов, при условии правильности допущений. Хотя динамические испытания шкивов еще только начались, можно ожидать, что получаемые в них экспериментальные значения деформаций также будет хорошо согласовываться с расчетными.

Благоприятное влияние подкрепления шкива буртами на ступице хорошо видно из аналитических результатов, приведенных в таблице.

Закключение

В распоряжении конструктора появился мощный и эффективный инструмент – предпроцессор, позволяющий конструктору выполнить целую серию расчетов для исследования влияния различных конструктивных параметров. Такой подход должен, по существу, заменить обычный способ проектирования, использующий дорогостоящие испытания прототипа в поисках усовершенствованной конструкции.

На практике для уменьшения концентрации напряжений применяются галтельные переходы между ступицей и спи-

цей, а также между спицей и ободом. Детальное моделирование галтельных переходов требует большого числа элементов и соответствующего увеличения стоимости вычислений.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов, связанных с публикацией данной статьи.

REFERENCES

1. **Kerimov Z.G.** Detali mashin i gruzopodemnye transportnye mashiny. Baku: Vysshaya shkola, 2002. - 596 s. *(in Russian)*
2. **Mamed-zade O.A.** Programmirovaniye raschetov detalej mashin. Baku, 2003 *(in Russian)*
3. Mechanical Power Transmission Equipment, Wood's General Catalog, T.B. Wood's Sons Co., Chambersburg, Penn., 1980 *(in English)*
4. **Kerimov Z.G.** i dr. Proekt iz detalej mashin. Kursovaya. Baku, 2007 *(in Russian)*
5. **Janahmadov A.Kh., Volchenko D.O., Javadov M.Ya., Zhuravlev D.Yu., Andrejchikov Ye.Yu., Nischuk V.V., Volchenko N.A., Yevchenko A.S.** Hydrogen wear of friction pairs of band-shoe brake. *Herald of the Azerbaijan Engineering Academy*, Vol. 15, No. 1, 2023. - Pp. 43-54. *(in English)*