

*В.Н. Конкин, канд. техн. наук, С.М. Школьный, канд. техн. наук*

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНИЗМА ВОЗДУШНОГО КОМПРЕССОРА

### Введение

Энергетические установки с высоким уровнем нестационарного нагружения (ДВС, дизели, компрессоры и т.д.) требуют сегодня при своём проектировании всё более точного определения конечных сроков своей эксплуатации. На жизненный цикл любого сложного изделия существенное влияние оказывают уровень и характер напряжённо-деформированного состояния несущего материала. Основные вопросы по термодинамике, основам конструирования различных узлов и компонент, а также различные методы расчётов воздушных компрессоров изложены в [1-3]. Прогрессивные научно-информационные и производственные технологии предоставляют сегодня большие возможности для более точного и оптимального проектирования сложнейшей и ответственной техники. Одной из таких передовых технологий в механике сплошной среды является метод конечных элементов, реализованный для практического применения во многих системах прикладного и проблемно-ориентированного анализа.

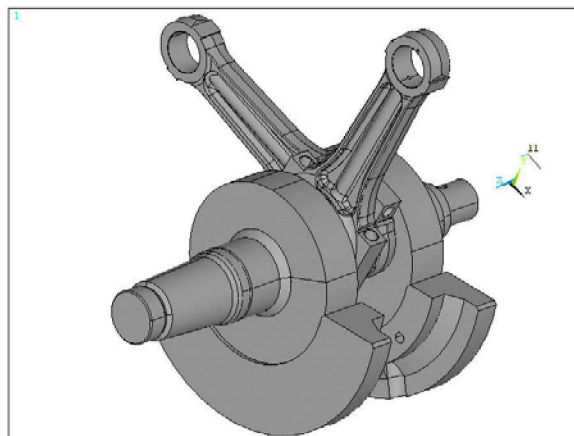
### Постановка задачи

Поставлена задача определения напряженно-деформированного состояния (НДС) кривошипно-шатунного механизма воздушного компрессора VC-2231 мощностью 400Квт. В состав данной сборки входят следующие основные компоненты: коленчатый вал с противовесами и два шатуна, расположенных под углом 90 градусов друг к другу. С помощью экспериментальных исследований на заводе-изготовителе (LMF, Австрия) были определены осевые усилия для обоих шатунов в начальные сроки эксплуатации, а также в конечный момент времени, соответствующий паспортному сроку службы. Основной целью поставленной задачи было возможно более точное определение НДС для данных конструктивных элементов, для того, чтобы в дальнейшем более уверенно определять полный жизненный ресурс КШМ, а не только в соответствии с паспортным сроком.

### Создание КЭ модели КШМ

Электронная копия проекта кривошипно-шатунного механизма компрессора была преобразована в файлы исходной геометрии типа Parasolid

с расширением `.x_t`, которые позволяли представить проект в системе анализа ANSYS непосредственно в трёхмерном (3-D Solid) виде и с сохранением всей исходной информации (рис. 1).



*Рис. 1. Общий вид кривошипно-шатунного механизма*

С точки зрения методики решения вполне оправданным был подход, когда должна была решаться единая трёхмерная контактная задача, с учётом всех взаимодействующих элементов. Однако попытки автоматической генерации в ANSYS конечно-элементной модели с полным учётом всей геометрии проекта показали, что объём генерируемой модели будет при этом слишком большим (около 5 млн. конечных элементов), а задача такого размера на имеющейся в распоряжении технике не сможет быть решена. Поэтому были проведены возможные упрощения геометрии проекта, когда из рассмотрения были исключены конструктивные элементы, не имеющие принципиального значения для НДС будущей модели, но позволяли заметно уменьшить размер задачи.

Для создания конечно-элементных моделей всех конструктивных элементов был применен один и тот же тип объёмного конечного элемента первого порядка – SOLID45. Вследствие наличия в проекте значительных участков с нерегулярной и достаточно сложной геометрией, была использована пирамидальная форма данного типа элементов, которая позволяла заметно уменьшать объём задачи. Необходимо сказать, что применение конечных

элементов 2-го порядка SOLID92 давало бы лучшие по точности результаты, но их использование заметно увеличивало размер задачи.

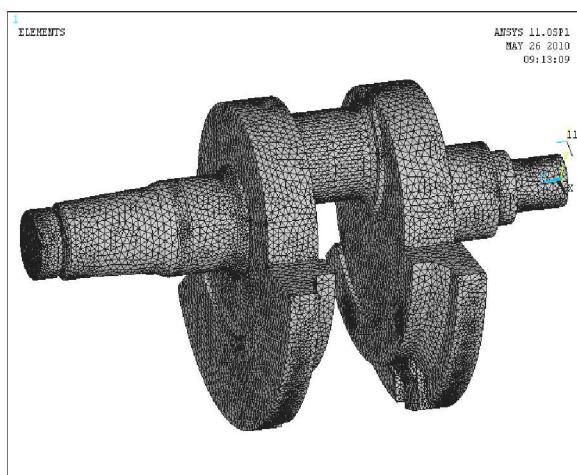


Рис.2. Конечно-элементная модель коленчатого вала

Кроме этого, из рассмотрения были исключены втулки и кольцевые прокладки для верхних частей шатунов, так как их наличие или отсутствие не имело принципиального значения при определении НДС. Для каждой из созданных моделей поставлены и решены тестовые задачи, анализ решений которых позволил убедиться в их корректности. Конечно-элементные модели коленчатого вала и одного из шатунов показаны на рис.2, рис.3.

Анализ модели с точки зрения её качества позволил установить, что число конечных элементов, для которых нарушались необходимые критерии, не превышает 0,005% от общего числа элементов.

Таким образом, были созданы оптимальные по числу неизвестных и уровню точности конечно-элементные модели коленчатого вала, двух шатунов и кольцевых прокладок для нижних частей шатунов.

Число конечных элементов для всей модели составляло при этом около 2.5 млн., а общее число неизвестных – около 1.4 млн.

#### Решение задач для моделей КШМ

Информация по условиям статического нагружения сборки “коленчатый вал-шатуны” была получена в результате экспериментальных исследований, проведенных на заводе-изготовителе (LMF, Австрия) и представлена в виде .xls- таблицы, в которой приведены значения усилий, направленных по осям обоих рабочих цилиндров.

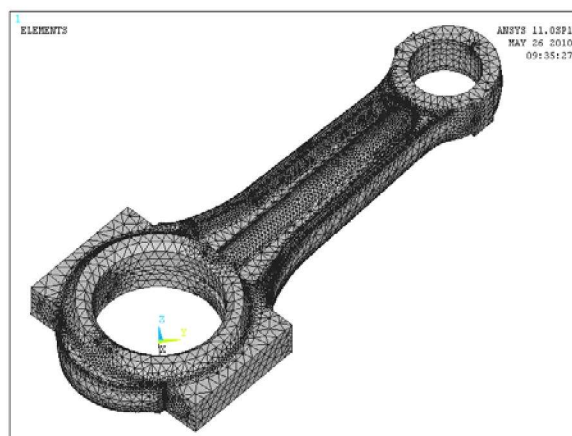


Рис.3. Конечно-элементная модель шатуна

Позиционирование рабочих положений при повороте вала было проведено через каждые 5° (Рис.3), что приводило к необходимости проведения 72 расчётов для каждого из конструктивных элементов, что в целом представляло собой большой объём работы. Кроме этого, были представлены максимальные значения осевых усилий для двух моментов времени – начало работы и конечный срок работы компрессора (по паспорту). Отметим, что усилия в конечный момент времени были меньшими по абсолютной величине, чем в начальный момент времени, на 23,1%.

Поскольку задача определялась как линейная по характеру НДС, а осевые усилия для обоих шатунов были достаточно близкими друг к другу (Рис.4), было решено просчитать положения сборки по углу поворота для максимальных значений усилий, причём для меньшего числа позиций поворота вала. Критериями отбора расчётных позиций были максимальные значения приложенных усилий, а также расположение локальных зон концентрации напряжений (места выхода на поверхность коленчатого вала его внутренних каналов). В результате были выбраны следующие 11 позиций: 0°, 30°, 60°, 90°, 105°, 135°, 180°, 210°, 240°, 290°, 320°, для которых и проводились расчёты. Важным условием для правильной постановки задачи для различных положений сборки КШМ было определение размеров контактных зон взаимодействия “вал - кольцевая втулка - шатун”. Отдельное решение контактных задач типа “поверхность-поверхность” между коленчатым валом и кольцевой втулкой позволило установить, что при задаваемых для шатунов максимальных осевых усилиях размер контактной зоны будет ограничен десятью угловыми градусами. Размер и форма одной из таких кон-

тактных зон для одной из расчётных позиций показан на рис.5.

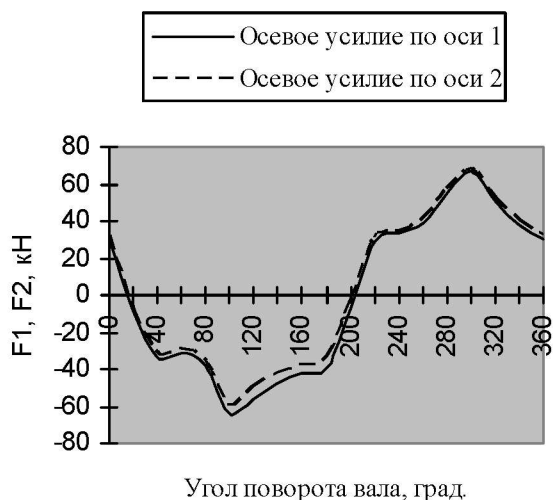


Рис. 4. Величина нагрузок по осям цилиндров КШМ в зависимости от угла поворота вала

Таким образом, решение одной задачи большого размера для всей сборки КШМ было заменено решением двух задач намного меньшего размера, получение решений для которых не представляло особых проблем.

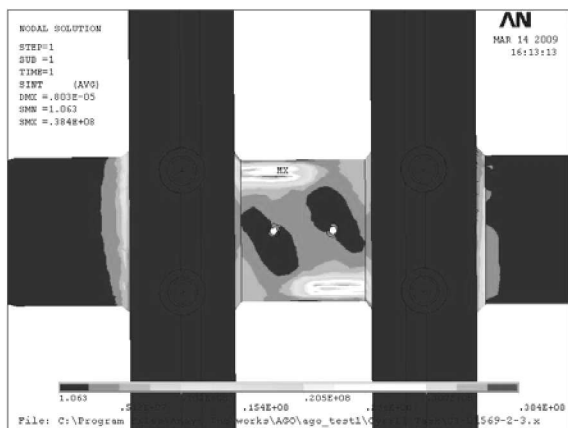


Рис.5. Размер и форма контактных площадок на поверхности коленчатого вала

Граничные условия для обеих задач принимались на основе расположения подшипников качения на коленчатом валу, а для расчёта пары шатунов – исходя из положения полученной унифицированной контактной зоны между валом, кольцевой прокладкой и шатуном. Тип принятых граничных условий – предварительное напряжённое состояние в контактных зонах “вал – кольцевая прокладка - шатун”.

### Анализ полученных результатов

Для созданных моделей было проведено 22 расчёта: 11 расчётов – для указанных выше отобранных расчётных позиций коленчатого вала, и 11 расчётов – для пары шатунов, для таких же рабочих позиций.

В приведенных ниже таблицах показаны результаты, полученные для начального момента времени работы КШМ.

В таблице 1 показаны максимальные абсолютные значения основных неизвестных для каждой из рабочих позиций. Отметим, что максимальная интенсивность напряжений, как и компоненты перемещений (U,V), имеют место в контактных зонах взаимодействия “коленчатый вал – кольцевая прокладка - шатун”, а максимальные значения для перемещений W имеют место в наружных областях противовесов.

Таблица 1. Максимальные абсолютные значения линейных перемещений для модели коленчатого вала

	U·10 <sup>5</sup> , м	V·10 <sup>5</sup> , м	W·10 <sup>5</sup> , м	USUM·10 <sup>5</sup> , м
0°	0,46	0,67	0,43	0,78
30°	0,54	0,77	0,48	0,8
60°	0,64	1,09	0,66	1,11
90°	0,98	1,77	1,2	1,77
105°	1,22	2,4	1,56	2,46
135°	1,22	2,4	1,56	2,46
180°	0,45	1,15	0,73	1,22
210°	0,2	0,45	0,31	0,52
240°	1,1	1,06	0,82	1,25
290°	1,27	2,26	1,65	2,44
320°	0,95	1,5	1,12	1,74

В таблице 2 приведены максимальные абсолютные значения основных компонент тензора напряжений, в зависимости от угла поворота коленчатого вала.

Анализ полученных результатов позволяет сделать вывод, что для заданных условий нагрузки максимальные линейные перемещения коленчатого вала находятся в пределах (5-15) мкм, а максимальная интенсивность напряжений не превышает 85 МПа. Самыми напряженными являются участки концентрации напряжений, а также контактные зоны на поверхности вала, причём имеющиеся экспериментальные данные показывают неоднородное, по углу вращения вала, нагружение.

Таблица 2. Максимальные абсолютные значения напряжений для модели коленчатого вала

	$\sigma_x$ , МПа	$\sigma_y$ , МПа	$\sigma_z$ , МПа	$\sigma_{int}$ , МПа
0°	55	42	32	38,4
30°	60	60	39	50
60°	50	60	41	39,6
90°	83	81,7	53,8	57
105°	96,6	118	74,1	83
135°	96,6	118	74,1	83
180°	62,2	63,8	44,5	46,8
210°	30	30	20	24,8
240°	58	51	43	45
290°	118	120	89	84,8
320°	86	76	64	63,5

В таблице 3 приведены максимальные абсолютные значения для конечно-элементной модели шатуна основных неизвестных для каждой из просчитанных одиннадцати рабочих позиций. В таблице 4 показаны максимальные абсолютные значения основных компонент тензора напряжений в зависимости от угла поворота сборки “коленчатый вал – шатуны”, полученные при расчётах для таких же одиннадцати рабочих позиций. Отметим, что внутренние области расположения маслопроводящих каналов не отличались сильно выраженной концентрацией напряжений.

Таблица 3. Максимальные линейные перемещения для модели шатуна

	$U \cdot 10^5$ , м	$V \cdot 10^5$ , м	$W \cdot 10^5$ , м	$USUM \cdot 10^5$ , м
0°	8,94	7,2	5,94	12,6
30°	2,16	1,9	0,25	2,89
60°	2,7	2,6	0,3	3,56
90°	3,86	4,2	0,45	5,27
105°	4,9	5,8	0,62	7,22
135°	3,5	4,5	0,48	5,55
180°	2,7	3,4	0,37	4,36
210°	4,1	4,4	3,1	6,64
240°	9,3	11,0	6,98	14,8
290°	22,1	21,7	15,0	31,7
320°	16,2	13,4	10,4	22,0

Анализ результатов, приведенных в таблицах 3, 4, говорит о том, что деформирование шатунов,

по сравнению с деформированием коленчатого вала, является более существенным, достигая для максимальных величин нагрузок, значений уровня (0.15-0.22)мм. Напряженное состояние для шатунов также является более выраженным, а наличие в их верхней части концентраторов напряжений увеличивает их значения в данной области в несколько раз, где их интенсивность достигает величины 570МПа.

Таблица 4. Максимальные абсолютные значения напряжений для модели шатуна

	$\sigma_x$ , МПа	$\sigma_y$ , МПа	$\sigma_z$ , МПа	$\sigma_{int}$ , МПа
0°	196	231	72,6	229
30°	81	82	27,5	69
60°	102	99	34	85
90°	153	145	50	126
105°	210	198	69	172
135°	162	151	53	132
180°	125	121	42	104
210°	116	110	38	121
240°	284	246	85	269
290°	569	573	183	577
320°	356	420	127	400

### Заключение

Анализ полученных результатов показал, что трёхмерное НДС кривошипно-шатунного механизма является достаточно равномерным, кроме переходных участков “вал - противовес”, контактных зон “вал – кольцевая прокладка - шатун”, а также зон концентрации напряжений, где уровень НДС возрастает в несколько раз. Абсолютные значения перемещений для всей конечно-элементной модели сборки не превышают 20 мкм. Полученная картина НДС может быть использована при решении более общей задачи – определении возможного рабочего ресурса данной конструктивной сборки.

### Список литературы:

1. Поршневые компрессоры: под ред. Б.С. Фотина.- Л.: Машиностроение, 1987. – 372с.
2. Захаренко С.Е. Поршневые компрессоры / С.Е. Захаренко, С.А. Анисимов, В.А. Дмитриевский. – М., Л: Машигиз, 1961. - 452с.
3. Контюков Р.А. Компрессорные и газораспределительные станции / Контюков Р.А., Максимов В.А., Хадиев М.Б. – Казань: КГУ, 2005. - 412с.