

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ ХВОСТОВОГО ВАЛА ВЕРТОЛЕТА

© 2014 М.И. Курушин<sup>1</sup>, Е.П. Жильников<sup>1</sup>, В.В. Мурашкин<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева  
(национальный исследовательский университет)

<sup>2</sup> ОАО «ЕПК Самара», г. Самара

Поступила в редакцию 25.11.2014

В работе приводятся методика и результаты расчётов собственных частот изгибных колебаний хвостовой балки вертолета в опорах качения.

*Ключевые слова:* вал, опоры, собственные частоты изгибных колебаний.

### ВВЕДЕНИЕ

По описанию трансмиссий вертолетов МИ [1] и конструкции подшипника качения в опорах хвостовой балки, представленных на рис.1 и 2 можно сделать заключение, что эти подшипники не предназначены для восприятия осевых усилий, так как резиновые опоры наружных колец имеют большие осевые зазоры.

Кроме того, явных радиальных усилий на подшипники также не может быть.

Влияние перекосов в подшипниках из-за больших расстояний между опорами также должно быть незначительное.

Для того чтобы иметь хоть какое-то представление об уровне вибраций в трансмиссии вертолета, и было проведено это исследование на условной приближенной конструкции трансмиссии. В настоящей работе приводятся результаты оценки жесткостных характеристик опор хвостового вала.

### МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ

Подшипник 35-2310118ЕЗС1 в трансмиссии вертолета своим наружным кольцом опирается на резиновое кольцо, модуль упругости которого во много раз меньше модуля упругости стали. Это, вероятно, сделано для того, чтобы уменьшить влияние монтажных неточностей, а также смещения опор подшипников качения вместе с деформациями хвостовой балки в процессе работы вертолета. Резина служит хорошим амортизатором

и хорошо демпфирует колебания. Но одновременно уменьшение жесткости опор снижает значения критических оборотов трансмиссии. Поэтому при расчетах работоспособности подшипников трансмиссии вертолета обязательно необходимо учитывать влияние резиновых опор в контактах их с корпусом фюзеляжа.

Механические свойства для резины приняты:  
плотность – 1,4 г/см<sup>3</sup>

модуль продольной упругости –  $E = 1...6$  МПа;

коэффициент Пуассона – 0,4.

Для стальных деталей в расчетах было принято:

модуль продольной упругости –  $E = 208000$  МПа;

плотность – 7,8 г/см<sup>3</sup>;

коэффициент Пуассона – 0,3.

Размеры самого подшипника 35-2310118ЕЗС1 принимались по его чертежам, размеры же резинового кольца принимались по эскизу подшипникового узла.

Так как технические условия на изготовление и монтаж резинового кольца не известны, то расчеты производились для двух вариантов: для случая, когда резиновое кольцо привулканизировано к стальному наружному кольцу подшипника и когда резиновое кольцо просто надето на стальное наружное кольцо подшипника с нулевым зазором.

Допущение, которое было сделано в расчетах: подшипник заменялся ступенчатым стальным диском, обод которого имел размеры такие же, как и наружное кольцо подшипника.

В первом варианте расчета резина принималась привулканизированной к наружному кольцу подшипника (стальному диску) и в любом месте не отрывается от него при действии нагрузки на подшипник.

Узел подшипника принимался единым с резиновой опорой, а упругая система рассматри-

*Курушин Михаил Иванович, кандидат технических наук, доцент кафедры "Основы конструирования машин".*

*E-mail: okt@ssau.ru*

*Жильников Евгений Петрович, кандидат технических наук, профессор кафедры "Основы конструирования машин".*

*E-mail: okt@ssau.ru*

*Мурашкин Валерий Васильевич, инженер, директор ЦСКБ ОАО «ЕПК Самара». E-mail: skb6@samzap.ru*

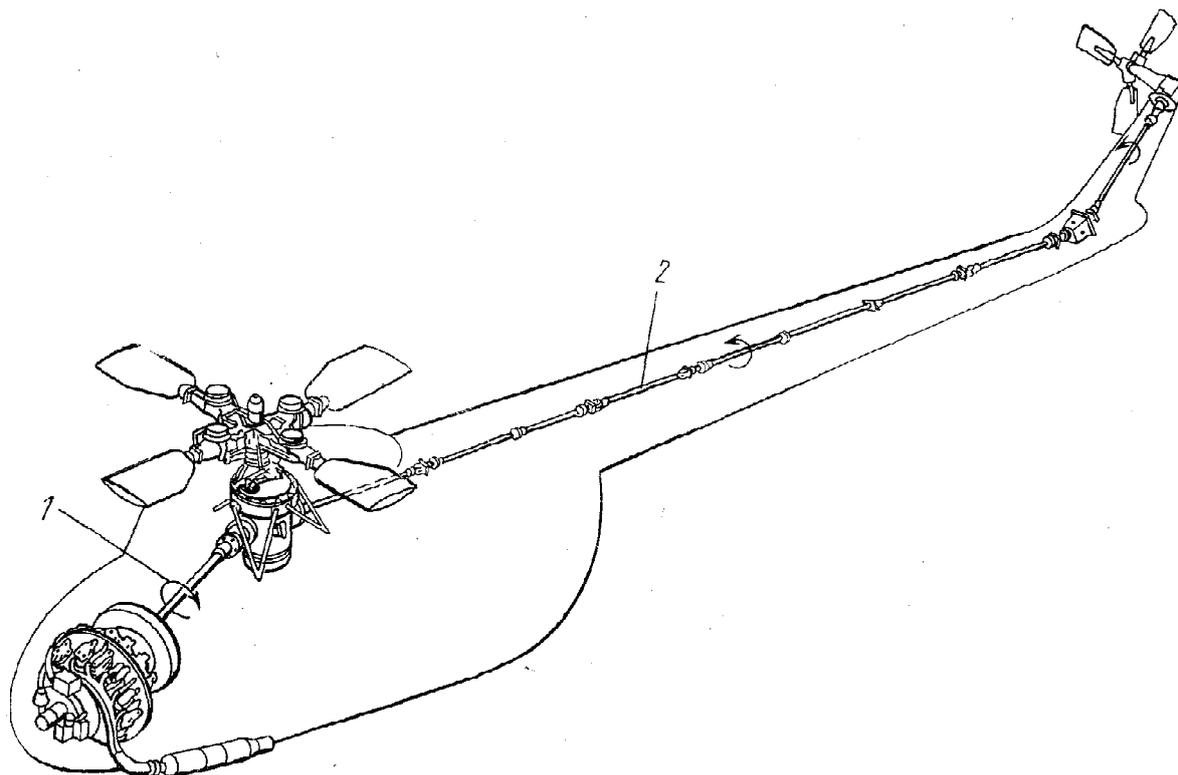


Рис. 1. Схема трансмиссии вертолѐта

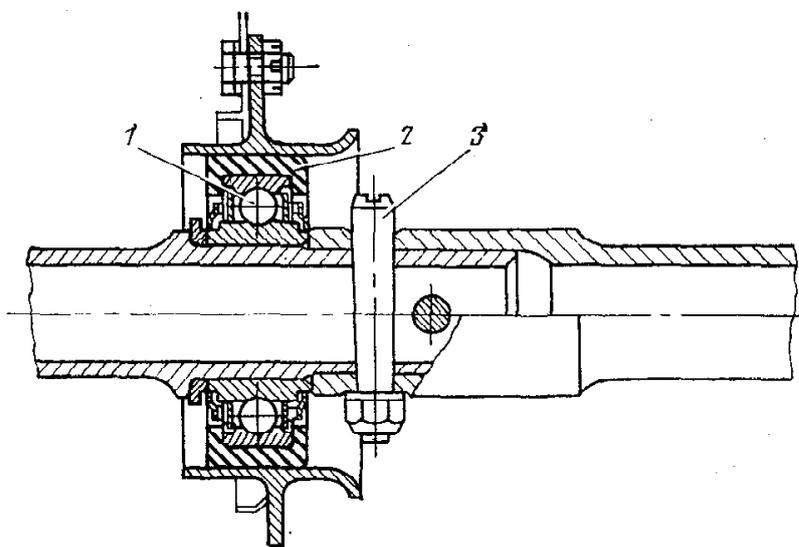


Рис. 2. Опора хвостового вала

валась как анизотропная по своей структуре с механическими свойствами резины и стали. Анизотропная модель стального шарикового подшипника 35-2310118ЕЗС1 с привуканизированным резиновым кольцом на стальном наружном кольце подшипника приведена на рис. 3. Сетка для решения задачи методом конечных элементов выполнена регулярной. Результаты этих расчетов показаны на рис. 2...3.

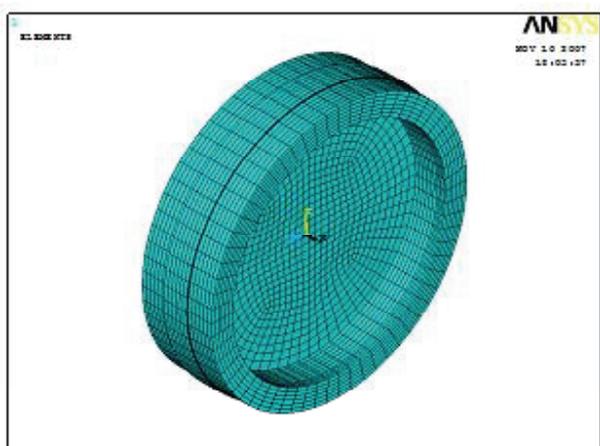
На рис. 4 показаны значения радиальных деформаций резинового кольца опоры под действием двух

сосредоточенных усилий, приложенных в центре имитирующего подшипник стального диска.

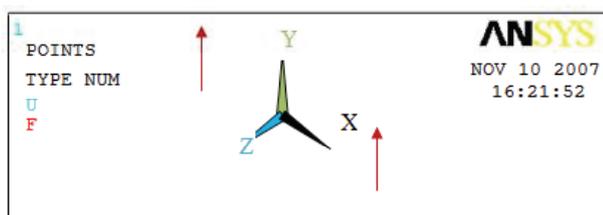
Значения усилий приняты по 500 Н, при этом получены величины деформаций – 0,683 мм. Следовательно, радиальная жесткость резиновой опоры равна  $C=2 \cdot 500/0,683=1464$  Н/мм.

На рис. 5 показано деформированное состояние в направлении действующего радиального усилия в 1000 Н. Сетка для решения задачи методом конечных элементов выполнена регулярной.

Видно, как сдеформировалось резиновое коль-



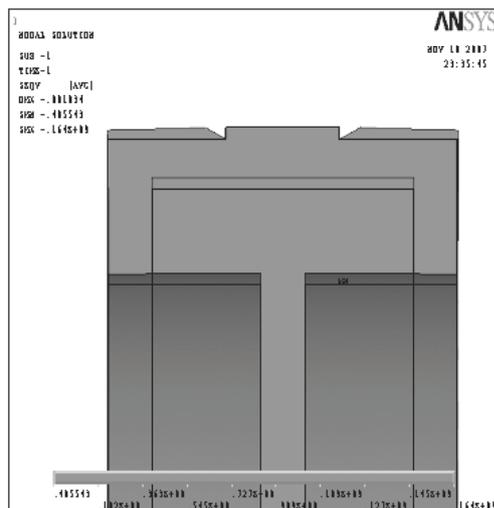
**Рис. 3.** Анизотропная модель стального кольца шарикового подшипника 35-2310118ЕЗС1 с привулканизированным резиновым кольцом



**Рис. 4.** Радиальная деформация резиновой опоры наружного кольца подшипника под действием двух радиальных усилий, приложенных в центре диска.

цо. Получено, что при усилии в 1000 Н на подшипник резиновое кольцо упрется в стальной стакан и жесткость кольца скачкообразно увеличится. Это может увеличить значение возможных критических оборотов.

Модель стального наружного кольца подшипника с непривулканизированным резиновым кольцом аналогична приведенной на рис. 3.



**Рис. 5.** Деформированное состояние привулканизированного резинового кольца со стальным наружным кольцом шарикового подшипника

Сетка для решения задачи методом конечных элементов выполнена также регулярной.

Во втором варианте, когда резиновое кольцо и стальной подшипник контактируют каждый со своими механическими свойствами, результаты изображены на рис. 7...8.

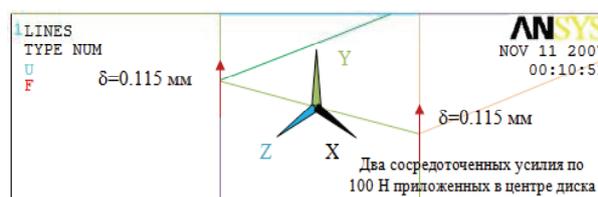
На рис. 6 приведены радиальные деформации резиновой опоры наружного кольца при нагружении двумя сосредоточенными усилиями.

Радиальные усилия принимались приложенными в центре стального диска, имитирующего кольцо подшипник. Усилия приняты по 100 Н. Решалась контактная задача. В этом варианте расчета резина принималась не привулканизированной к наружному кольцу подшипника (стальному диску) и она в любом месте может отрываться от него при действии нагрузки на подшипник.

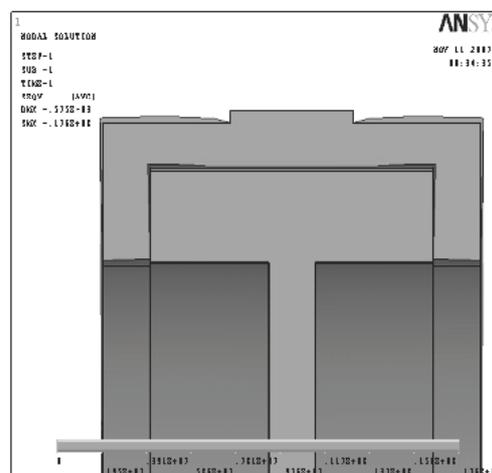
Величины деформаций получены равными - 0,115 мм. Следовательно радиальная жесткость резиновой опоры равна  $C=200/0.115 = 1739 \text{ Н/мм}$ .

Рассмотрена модель шарикового подшипника 35-2310118ЕЗС1 с непривулканизированным резиновым кольцом на наружном кольце подшипника. Решалась контактная задача.

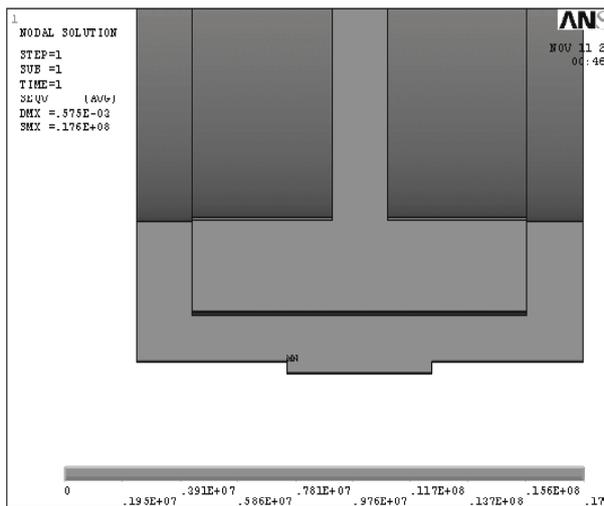
На рис. 8 показано деформированное состоя-



**Рис. 6.** Радиальная деформация резиновой опоры наружного кольца шарикового подшипника 35-2310118ЕЗС1 под действием двух радиальных усилий



**Рис. 7.** Деформированное состояние не привулканизированного резинового кольца на наружном кольце подшипника



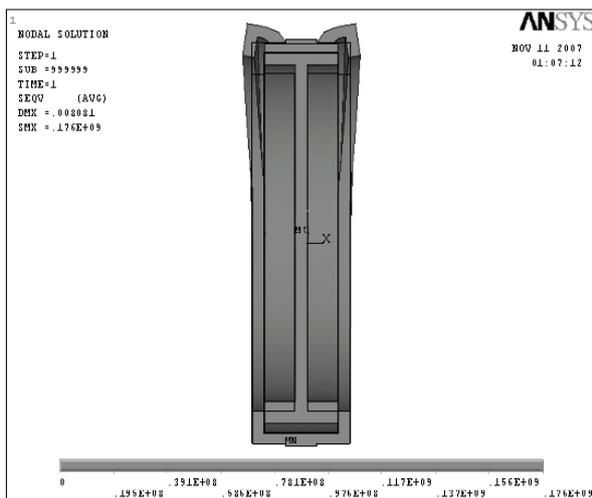
**Рис.8.** Деформированное состояние не привулканизированного резинового кольца на наружном кольце подшипника в нижней части опоры

ние в направлении действующего радиального усилия в 100 Н не привулканизированного резинового кольца на наружном кольце подшипника.

Сетка для решения задачи методом конечных элементов выполнена регулярной. Видно, как сдеформировалось резиновое кольцо.

На рис. 9 показано деформированное состояние не привулканизированного резинового кольца на наружном кольце шарикового подшипника 35-2310118ЕЗС1 в направлении от действующего радиального усилия в 100 Н.

Видно как резиновое кольцо отсоединилось



**Рис. 9.** Деформированное состояние не привулканизированного резинового кольца на наружном кольце подшипника при нагрузке 2000 Н

от стального кольца подшипника. Резина при таком усилии начинает отходить от стального кольца подшипника в районе ее разгрузки.

На рис. 9 показано деформированное состояние не привулканизированного резинового кольца на наружном кольце подшипника при нагрузке, увеличенной до 2000Н.

Видно как сильно сдеформировалось резиновое кольцо. То есть при усилии в 2000 Н на подшипник резиновое кольцо достигает стального стакана, и жесткость кольца резко увеличивается в районе такой нагрузки на подшипник.

Резина при такой нагрузке сильно отрывается от стального кольца в районе ее разгрузки.

Такой характер поведения резины под нагрузкой делает опору подшипника резко нелинейной, что очень важно для изменения значения критических оборотов трансмиссии повышая их при увеличении нагрузки на подшипник при вибрациях. Это очень хороший метод борьбы с повышенными вибрациями в упругих системах.

Чтобы определить условия нагружения подшипника качения, и тем более оценить усилия на перемычки сепараторов подшипника 35-2310118ЕЗС1-ЕТУ100СБ трансмиссии вертолета, необходимо иметь представление о динамике его трансмиссии – значения собственных частот упругой системы, возможной неуравновешенности ее элементов, возможном уровне вибраций на резонансных оборотах и т.д.

Общий вид хвостового вала вертолёта МИ приведен на рис.10.

Для расчётов принята схема трансмиссии состоящая из шести пролетов стальных валов одинакового диаметра с семью равномерно расставленными опорами – подшипниками.

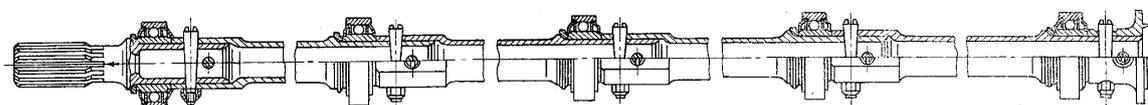
Рассмотрим вариант трансмиссии из шести пролётов и семи опор, приведенный на рис.11. Длина каждого пролета между опорами равна 1 метру.

Все шесть пролетов трансмиссии представляют из себя неразрезную балку круглого полого сечения.

Наружный диаметр вала  $D = 72$  мм, внутренний диаметр  $d = 56$  мм.

Опоры имитируются податливыми стальными стержнями круглого поперечного сечения диаметром в  $d_c = 10$  мм. Площадь сечения стержня -  $A = \pi d_c^2 / 4 = 78,54 \text{ мм}^2$ .

Рассмотрено несколько вариантов опор.



**Рис.10.** Средняя часть хвостового вала вертолёта



**Рис 11.** Вид сплошной трансмиссии вертолета из шести пролетов и семи опор

При жесткости резиновой опоры  $C = 1700$  Н/мм необходимая длина стальных стержней (опор) определяется по формуле  $L = E \cdot A / C$ , где  $E$  - модуль упругости материала. Для стальных стержней получается  $L = 9,24$  м.

Это вариант основной согласно рассчитанной жесткости резиновой опоры шарикового подшипника 35-2310118ЕЗС1-ЕТУ100СБ.

При жесткости резиновой опоры  $C = 10000$  Н/мм необходимая длина стальных стержней (опор) получается равной  $L = 1,57$  м.

При жесткости резиновой опоры  $C = 31416$  Н/мм необходимая длина стальных стержней (опор) получается равной  $L = 0,5$  м.

При жесткости резиновой опоры  $C = 785,4$  Н/мм необходимая длина стальных стержней (опор) получается равной  $L = 20,0$  м.

Последний вариант с жесткостью резиновой опоры более чем в два раза меньше расчетной для шарикового подшипника 35-2310118ЕЗС1-ЕТУ100СБ.

Балочные элементы при решении задачи методом конечных элементов в программе ANSYS приняты – BEAM188.

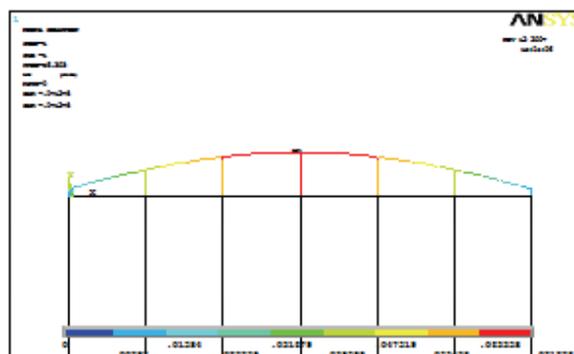
При определении собственных частот такой упругой системы трансмиссии она рассматривалась как плоская система, то есть колеблется только в одной плоскости.

Опоры (стержни) работают только на сжатие и растяжение и не смещаются (не изгибаются) в своей плоскости.

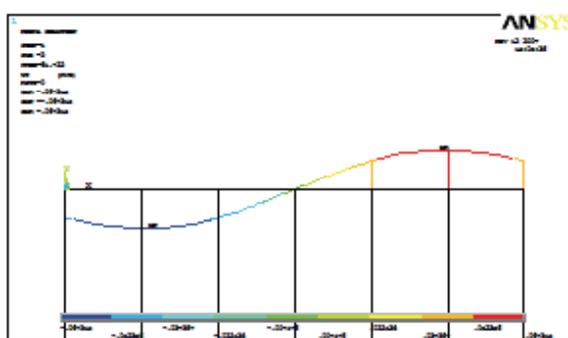
На рис.12 – 14 приведены формы колебаний трансмиссии с податливыми стальными стержнями диаметром 1 сантиметр и длиной 9,24 метра, что соответствует жесткости резиновой опоры -1700 Н/мм.

Собственная частота первой формы колебаний  $f=56,303$  герца. Рабочая частота вращения трансмиссии  $f=44,83$  герца. Таким образом, трансмиссия работает в докритической области (жесткий ротор) по первой форме собственных колебаний, с запасом в  $56,303/44,83=1,26$  раза.

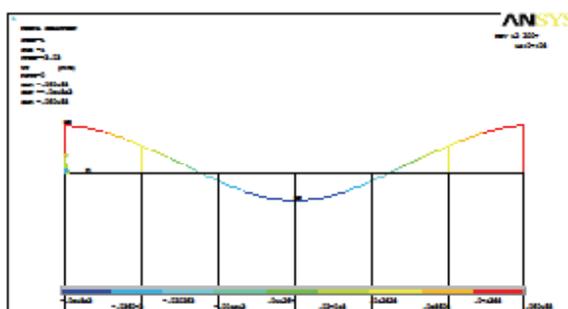
Собственная частота второй формы колебаний  $f=61,722$  герца. Таким образом, трансмиссия работает в докритической области (жесткий ро-



**Рис. 12.** 1-ая собственная форма колебаний сплошной трансмиссии вертолета при  $C = 10000$  Н/мм



**Рис. 13.** 2-ая собственная форма колебаний сплошной трансмиссии вертолета при  $C = 10000$  Н/мм



**Рис. 14.** 3-я собственная форма колебаний сплошной трансмиссии вертолета при  $C = 10000$  Н/мм

тор) и по второй форме собственных колебаний, с запасом в  $61,722/44,83=1,38$  раза.

Собственная частота третьей формы колебаний  $f=73,03$  герца. Таким образом, трансмиссия работает в докритической области (жесткий ротор) и по третьей форме собственных колебаний, с запасом в  $73,03/44,83=1,62$  раза.

Рассмотрим вариант, когда опоры имитируются податливыми стальными стержнями диаметром 1 сантиметр и длиной 1,57 метра, что соответствует жесткости резиновой опоры –  $C = 31416$  Н/мм.

Формы колебаний такой трансмиссии ана-

логичны приведенным на рис. 12 – 14.

Собственная частота первой формы колебаний  $f=141,591$  герца. При рабочей частоте вращения трансмиссии  $f=44,83$  герца трансмиссия работает в докритической области (очень жесткий ротор) по первой форме собственных колебаний, с запасом в  $141,581/44,83=3,16$  раза. Заметна волнистость этой формы - участки между опорами также прогибаются как бы по первой форме, как и вся трансмиссия.

Собственная частота второй формы колебаний  $f=144,987$  герца. Таким образом, трансмиссия работает в докритической области (очень жесткий ротор) по второй форме собственных колебаний, с запасом в  $144,987/44,83=3,23$  раза. Заметна волнистость этой формы – участки между опорами также прогибаются как бы по первой собственной форме.

Собственная частота третьей формы колебаний  $f=158,489$  герца. Рабочая частота вращения трансмиссии  $f=44,83$  герца. Таким образом, трансмиссия работает в докритической области (очень жесткий ротор) по тртьей форме собственных колебаний, с запасом в  $158,489/44,83=3,54$  раза. Заметна незначительная волнистость этой формы – участки между опорами также прогибаются как бы по первой собственной форме.

Рассмотрим вариант, когда опоры имитируются податливыми стальными стержнями диаметром 1 сантиметр и длиной 20,0 метров что соответствует жесткости резиновой опоры -785 Н/мм. Это более чем в два раза меньше чем рассчитанная жесткость реальной резиновой опоры подшипника (1700 Н/мм) при минимальном значении модуля упругости самой резины (100 Па).

Формы колебаний такой трансмиссии по 1 – 3 - ей формам аналогичны приведенным на рис. 12 – 14.

Собственная частота первой формы колебаний  $f=35,839$  герца. Рабочая частота вращения трансмиссии  $f=44,83$  герца. Таким образом, трансмиссия работает в закритической области (гибкий ротор) по первой форме собственных колебаний при соотношении частот  $35,839/44,83=0,799$ .

Собственная частота второй формы колебаний  $f=39,696$  герца. Таким образом, трансмиссия работает в закритической области (гибкий ротор) по второй форме собственных колебаний при соотношении частот  $39,696/44,83=0,885$ .

Собственная частота третьей формы колебаний  $f=46,822$  герца. Таким образом, трансмиссия работает в закритической области (гибкий ротор) по третьей форме собственных колебаний при соотношении частот  $46,822/44,83=1,044$ .

На рис.15 приведена 4-я собственная форма

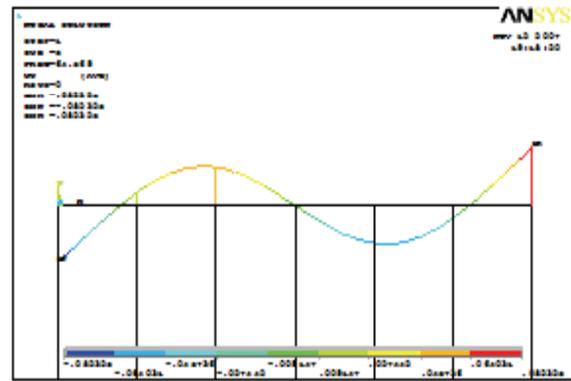


Рис. 15. 4-я собственная форма колебаний сплошной трансмиссии вертолета при жесткости опоры - 785 Н/мм

колебаний сплошной трансмиссии вертолета при жесткости опоры - 785 Н/мм.

Собственная частота четвертой формы колебаний  $f=64,569$  герца. Таким образом, трансмиссия по этой форме колебаний работает в докритической области (жесткий ротор) по четвертой форме собственных колебаний при соотношении частот  $64,569/44,83=1,440$ .

### ВЫВОДЫ

1. В среднем значение жесткости резинового кольца по результатам расчетов исполнения обоих технологических вариантов подшипникового узла можно принять равным  $C = 1700$  Н/мм.

2. Узкий посадочный поясok на наружной посадочной поверхности резинового кольца, нам представляется, очень удачным изобретением. Так с одной стороны это позволяет увеличить податливость самого резинового кольца а, с другой стороны, при больших вибрациях в трансмиссии может сбивать эти колебания за счет своей нелинейности. Кроме того это обеспечивает повышение значения критических оборотов валов (за счет повышения жесткости резинового кольца при больших деформациях)

3. Если резиновое кольцо не привулканизировано, то жесткость резинового кольца будет меняться в широком диапазоне из-за того, что в процессе нагружения подшипника характер контакта резинового кольца и стального кольца подшипника непрерывно меняется и, следовательно, меняется его жесткость.

4. При расчетной жесткости резиновых опор  $C = 1700$  Н/мм валы принятой конструкции трансмиссии работают с запасом по критическим оборотам по первой форме собственных изгибных колебаний в 1,26 раза. По другим формам колебаний запасы больше.

5. При уменьшении жесткости резиновых опор возможна работа валов принятой трансмиссии при критических или закритических оборотах по разным формам собственных изгибных колебаний.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Механические передачи вертолётов / Л.Б. Бушмарин, П.П. Дементьев, Г.И. Иоффе, В.Н. Кестельман, В.В. Колмаков, В.Г. Крыгин [под ред. В.Н. Кестельмана]. М.: Машиностроение, 1983. 120 с.

### DETERMINING THE NATURAL FREQUENCIES OF FLEXURAL VIBRATIONS TAIL SHAFT HELICOPTER

© 2014 M.I. Kurushin<sup>1</sup>, E.P. Zhilnikov<sup>1</sup>, V.V. Murashkin<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Samara State Aerospace University named after Academician S.P. Korolyov  
(National Research University)

<sup>2</sup>JSC "EPK Samara", Samara

The paper presents the methodology and results of calculations of the natural frequencies of bending vibrations of the tail boom of the helicopter in rolling bearings.

*Keywords:* shaft, support, natural frequencies of flexural vibrations

---

*Mikhail Kurushin, Candidate of Technics, Associate Professor  
at the Fundamentals of Machine Design Department.*

*E-mail: okm@ssau.ru*

*Evgeniy Zhilnikov, Candidate of Technics, Professor at the  
Fundamentals of Machine Design Department.*

*E-mail: okm@ssau.ru*

*Valery Murashkin, Engineer, Director of the Central Specialized  
Design Bureau of JSC «EPK Samara».*

*E-mail: skb6@samzap.ru*