

# ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПУЧКОВ ТРУБОПРОВОДОВ С КОНСТРУКЦИОННЫМ ДЕМПФИРОВАНИЕМ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕТАТЕЛЬНЫХ АППАРАТОВ

Панин Е.А.

Самарский государственный аэрокосмический университет, г. Самара

Виброзащита трубопроводных коммуникаций двигателей летательных аппаратов в настоящее время приобретает все большую актуальность. Создание и совершенствование двигательных установок больших тяг неизбежно приводит к повышению интенсивности и расширению спектра вибрационных нагрузок, которые возбуждают в сложных упруго-массовых колебательных системах трубопроводов опасные резонансные колебания. Обострение проблемы виброзащиты этих систем связано с появлением большого количества трубопроводов значительной протяженности, их различных типоразмеров и произвольной пространственной конфигурации.

В Самарском государственном аэрокосмическом университете (СГАУ) на кафедре конструкции и проектировании двигателей летательных аппаратов обоснован и внедрен в практику комплексный подход решения проблемы виброзащиты трубопроводных коммуникаций. Он представляет собой совокупность эффективных теоретических и экспериментальных методов частотной отстройки и конструкционного демпфирования.

Частотная отстройка базируется на использовании конечно-элементного метода и решает проблему только частично или вовсе не решает из-за ограничений, связанных со сложностью систем, шириной спектров резонансных режимов и частот возбуждающих нагрузок.

Конструкционное демпфирование позволяет почти полностью решить проблему виброзащиты трубопроводных систем, путем постановки специальных металлических упругодемпфирующих опор с оптимальными характеристиками. Создано большое количество конструкций таких опор, которые удовлетворяют важнейшим показателям качества, среди которых работа в экстремальных условиях при повышенной и пониженной температурах, в агрессивных средах [1].

Однако анализ состояния проблемы показал, что при определенных условиях имеется дополнительная возможность значительного повышения виброзащитных свойств трубопроводных систем, используя основные принципы конструкционного демпфирования. Необходимым условием для этого является наличие нескольких трубопроводов, имеющих идентичную трассировку. Объединяя отдельные трубопроводы в так называемые пучки и организуя в них конструкционное демпфирование, можно получить высокие показатели демпфирования трубопроводных систем,

превышающие таковые при использовании только упругодемпфирующих опор. Повышенное демпфирование приводит к более эффективному снижению уровня действующих резонансных напряжений в трубопроводах.

Чем большее количество трубопроводов объединяется в пучки, тем значительно сокращается необходимый рабочий объем при их размещении на двигателе, что улучшает его компоновку и в некоторых случаях является единственным способом осуществления заданной трассировки. Кроме того, при использовании пучков можно уменьшить количество или полностью исключить промежуточные опоры крепления. Это, в свою очередь, исключает опасное дополнительное кинематическое возбуждение пучков, передаваемое через опоры от колеблющихся корпусов или других элементов крепления. При этом возникает возможность проектирования трубопроводных систем со значительно увеличенными длинами пролетов или вообще без промежуточных опор крепления при сохранении их надежной виброзащиты. Такие конструкторские задачи встречаются нередко и могут быть реализованы только с помощью пучков.

Важные преимущества использования пучков связаны также с уменьшением массы и габаритов трубопроводных систем, повышением их производственной и эксплуатационной технологичности, что дает возможность сократить сроки и затраты на этапах проектирования и экспериментальной отработки (доводки) при создании двигателей летательных аппаратов.

Пучок представляет собой сборочную единицу, содержащую, по крайней мере, два трубопровода, которые конструктивно связаны между собой в упругую систему, имеющую соприкасающиеся участки (узлы трения). На поверхностях соприкосновения этих участков создается сдавливающая поперечная нагрузка (контактное давление). При циклическом деформировании пучка на соприкасающихся участках возникают касательные напряжения, которые являются причиной появления взаимного относительного перемещения так называемого проскальзывания трубопроводов.

Циклическая энергия поглощения определяется работой, совершаемой силами сухого трения на пути, равном сумме взаимных относительных перемещений в течение одного цикла нагружения. Таким образом, в узлах трения пучков реализуется распределенное конструкционное демпфирование. Очевидно, возможности к поглощению энергии колебаний таких трубопроводных систем значительно выше, чем у систем с сосредоточенным демпфированием с использованием промежуточных упругодемпфирующих опор.

Конструктивная схема гипотетического пучка трубопроводов, показанная на рис.1, дает представление о составе, последовательности взаимного размещения и связях его структурных элементов (узлов трения, одиночных трубопроводов, опор крепления, компенсаторов, арматуры, агрегатов).

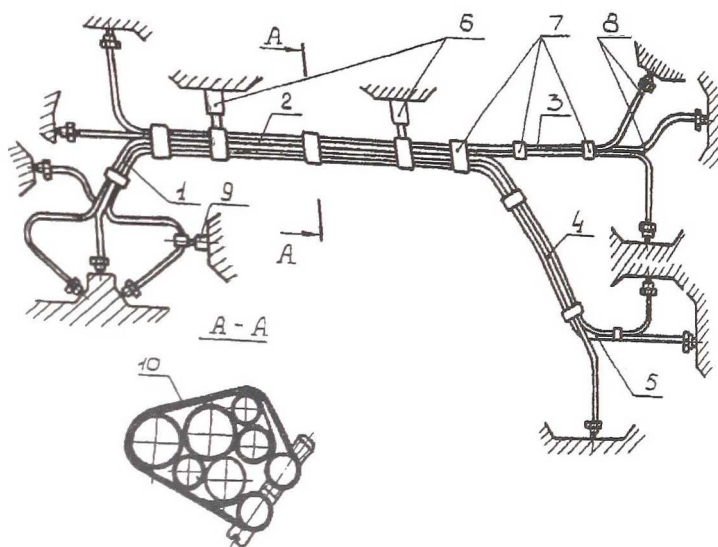


Рис.1 Конструктивная схема пучка трубопроводов

Понятно, что демпфирующая способность таких сложных упруго-массовых колебательных систем определяется таковой способностью его узлов трения. Поэтому одним из ответственных этапов проектирования является процесс целенаправленного формирования пучков с такими упругодемпфирующими характеристиками узлов трения, которые обеспечивают максимальное демпфирование в заданных условиях эксплуатационных нагрузок. Структурные элементы пучков могут служить средством управления и настройки на оптимальный динамический режим, путем изменения их массы, жесткости и месторасположения. Оптимальность динамического режима понимается как обеспечение максимального демпфирования в трубопроводной системе. При этом заданная система приводится в такое состояние, при котором резонансные напряжения в опасных сечениях трубопроводов (или других структурных элементах) от действия источников возбуждения в рабочем диапазоне частот наименьшие.

По характеру источников различают силовое и кинематическое возбуждения пучков. При силовом возбуждении динамические нагрузки возникают от действия колебаний внутреннего давления рабочего тела трубопроводов и при обтекании их потоком жидкости или газа. При

кинематическом возбуждении каким-либо сечениям пучков задаются перемещения (поперечные, угловые, продольные). Можно показать, что оба вида возбуждения математически могут быть выражены одно через другое [2]. Поэтому напряжения в опасных сечениях трубопроводов на резонансных режимах определяются не характером источников, а их интенсивностью, которая является одним из определяющих параметров. Значения величин интенсивности на этапе проектирования обычно неизвестны.

Теоретических достоверных решений динамических задач о вынужденных колебаниях таких сложных дважды нелинейных (по демпфированию и по жесткости в узлах трения) трубопроводных систем с большим конструкционным демпфированием и неопределенным возбуждением получить трудно. В практике такими расчетами пока не пользуются. Широкое распространение получили как теоретические, так и экспериментальные методы определения собственных форм и частот, позволяющие выявить только опасные сечения в трубопроводах и соответствующие резонансные частоты. Примером подобного состояния дел может служить проблема динамического расчета лопаток гурбомашин - компрессоров и турбин, где также пока не определяются величины амплитуд опасных напряжений и деформаций.

Наиболее приемлемым из-за простоты и доступности предлагается подход, при котором рассматривается циклическое деформирование только узлов трения пучков, на основании анализа которого формулируются их потенциальные возможности по демпфирующей способности и пути реализации. Примеры решения такого типа задач приведены в работах [2,3,4,5,6]. В них рассмотрены основные особенности механизма возникновения конструкционного демпфирования для ряда сравнительно простых механических систем. Показаны традиционные методы решения, основанные на подтвержденном допущении о независимости сил трения в узлах трения от скорости проскальзывания, что позволяет переносить решения, полученные при статическом деформировании, в динамику.

Проведем качественный и количественный анализ деформирования простейшей модели узла трения пучка, представляющего собой консольную балку, состоящую из соприкасающихся прямолинейных трубопроводов, нагруженную циклической сосредоточенной силой на свободном конце. Контактное давление на соприкасающихся участках будем считать равномерно распределенным. Эта модель приближенно может рассматриваться как четверть волны узла трения пучка бесконечной длины, колеблющегося по одной из форм. Заделкой является вершина упругой линии, а свободным концом - точка перегиба. Проскальзывания в заделке отсутствуют, а на свободном конце они наибольшие.

Основные физические процессы этой модели при деформировании по двум взаимоперпендикулярным направлениям  $V$ ,  $U$  выражаются зависимостью циклической силы  $P$  от перемещений по этим направлениям. Обычно выбор направлений удобно связывать с

направлением осей главных центральных моментов инерции поперечных сечений пучка трубопроводов, характеризующих максимальную и минимальную изгибные жесткости в предположении, что все трубопроводы жестко связаны между собой по линиям соприкосновения. Такое деформированное состояние пучка трубопроводов получило название нерасслоенного, а изгибная жесткость - нерасслоенной. Для различных амплитуд сил в графической форме эта зависимость представляет собой поле петель гистерезиса. Оно дает необходимую и достаточную информацию для комплексного изучения упругодемпфирующих характеристик различных типов узлов трения и выявления общих закономерностей их поведения.

Для упрощения анализа можно принять, что при деформировании пучка проскальзывание трубопроводов в узле трения происходит одновременно как по его длине, так и в поперечных сечениях при достижении такого значения циклической силы, когда касательные напряжения в узлах трения достигнут величин контактного давления. При этих условиях каждая петля гистерезиса поля имеет вид параллелограмма, две стороны которого соответствуют двум этапам деформирования - нерасслоенному и полностью расслоенному. Только при наличии двух этапов деформирования одновременно возникает конструкционное демпфирование.

В системе безразмерных критериальных параметров  $\gamma$ ,  $\eta$  [1] для подобных по упругодемпфирующим свойствам узлов трения коэффициент поглощения выразится простой зависимостью

$$\Psi = \frac{8}{\eta} \left[ 1 - \frac{1}{(r-1)(\eta-1)} \right],$$

где  $\eta = \frac{P}{T}$  - безразмерная нагрузка;  $\gamma = \frac{C_n}{C_p}$  - безразмерная

относительная жесткость;  $T$  - обобщенная сила трения равная отрезку на оси  $P$ , отсекаемому процессом нагрузки от начала координат симметричной петли гистерезиса;  $C_n$ ,  $C_p$  - жесткости нерасслоенного и полностью расслоенного узла трения, определяемые как тангенсы углов наклона соответствующих этапов деформирования (отрезков прямых) петли гистерезиса.

Безразмерная относительная жесткость является важнейшим критерием подобия, используется при сравнении различных конструкций узлов трения пучков трубопроводов: чем она больше, тем выше потенциальные возможности демпфирования. Для узлов трения, выполненных из одного материала, она определяется для двух

выбранных направлений из простых геометрических характеристик поперечного сечения трубопроводов:

$$r_v = \frac{J_{pv}}{J_{pv}}; r_u = \frac{J_{nu}}{J_{pu}},$$

где  $J_{nv}$ ,  $J_{nu}$  - моменты инерции сечения нерасслоенного узла трения относительно главных центральных осей инерции  $v$ ,  $u$ ;

$$J_{pv} = \sum_{i=1}^{i=k} J_{pvi}; J_{pu} = \sum_{i=1}^{i=k} J_{pui} - \text{ моменты инерции сечения}$$

полностью расслоенного узла трения, содержащего  $k$  трубопроводов;

$J_{pvi}$ ,  $J_{pui}$  - моменты инерции сечения  $i$ -го трубопровода относительно собственной оси.

Узлы трения пучков трубопроводов, у которых моменты инерции сечений  $J_{nv}$ ,  $J_{nu}$  (или главные радиусы инерции) одинаковы, будем называть изотропными. При симметричных геометрическом строении и контактных нагрузках они имеют идентичные упругодемпфирующие характеристики в направлении произвольных центральных осей. У анизотропных узлов такого не наблюдается. Мерой анизотропии может служить безразмерный коэффициент

$$q = \frac{J_{n \min}}{J_{n \max}},$$

где  $J_{n \min}$ ,  $J_{n \max}$  - минимальное и максимальное значения главных центральных моментов инерции сечения нерасслоенного узла трения. У анизотропных узлов этот коэффициент меньше единицы.

В известных границах величинами  $r_v$ ,  $r_u$ ,  $q$  можно управлять, формируя геометрическое строение узла трения пучка - количество, типоразмер и взаимное расположение трубопроводов. Управляя анизотропией, можно осуществлять частотную отстройку системы. Однако увеличение анизотропии может привести к падению демпфирующей способности узлов трения при их колебаниях в плоскостях с минимальной изгибной жесткостью.

В реальных конструкциях узлов трения пучков рассмотренный механизм образования сил трения чаще всего возникает при изгибных деформациях и реже - при крутильных. Проскальзывания в узлах трения определяются формой эпюр касательных напряжений и контактных давлений и могут распространяться как по длине, так и по поперечному сечению не одновременно. В этом случае в петле гистерезиса появляется промежуточный этап деформирования, имеющий

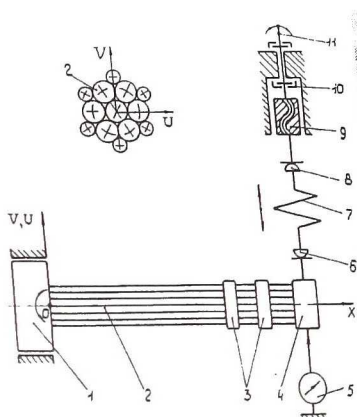


Рис.2. Кинематическая схема  
станда

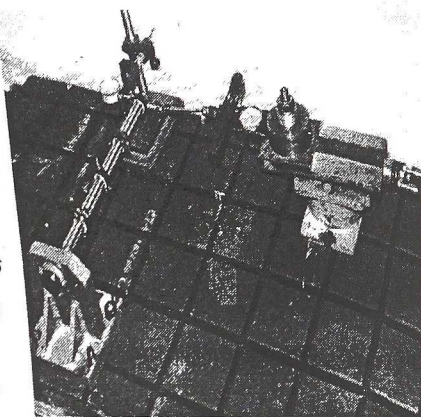


Рис.3. Внешний вид станда

нелинейные очертания между отрезками прямых нерасслоенного и расслоенного этапов. Из-за этого несколько снижаются площади петель и уменьшается демпфирование. Качественный характер зависимости коэффициента поглощения от критериев подобия  $r$ ,  $\eta$  от этого не меняется и имеет тот же вид, что и для упругодемпфирующих многослойных опор трубопроводов [1].

С увеличением числа трубопроводов растет безразмерная относительная жесткость, а коэффициент поглощения стремится к своему предельному значению  $\psi_{пред} = \frac{8}{\eta}$  для любой заданной

величины безразмерной нагрузки  $\eta \geq \frac{r}{r-1}$ .

Важно помнить, что безразмерная относительная жесткость примет наибольшее значение только в том случае, если все трубопроводы пучка будут иметь одинаковую жесткость на изгиб.

Одной из причин появления промежуточного этапа деформирования является неравномерность распределения по длине и поперечному сечению узла трения контактного давления, создаваемого упругими поясами связи, например, с помощью специальных стяжных хомутов 10 (см. рис.1). Такое конструктивное решение создания контактного давления позволяет изменением количества стяжных хомутов, расстановкой их по длине узла трения и регулированием усилия затяжки управлять работой, совершаемой силами трения. Для

получения наибольшего эффекта необходимо, чтобы эпюры касательных напряжений и контактных давлений были приведены в соответствие как по форме, так и по величине согласно исходным определяющим параметрам. Наиболее успешно это соответствие можно получить экспериментальным путем.

Специальные конструкции стяжных хомутов должны обеспечивать создание и сохранение необходимого контактного давления в течение заданного ресурса во всех условиях работы. Корпусы таких хомутов могут быть жесткими, для сохранения строения узла трения, и гибкими. Малая изгибная жесткость корпуса достигается применением многослойных стальных лент, обеспечивает равномерность распределения контактного давления по поперечному сечению.

Соприкосновение трубопроводов происходит по линиям, количество которых определяется строением узла трения и должно быть наибольшим. При проектировании пучков может возникнуть необходимость в мерах защиты зон фактического касания трубопроводов от повреждаемости. Выбор окончательного варианта узла трения пучка возможен только при сравнительной оценке количественных показателей интенсивности конструкционного демпфирования рассматриваемых моделей с различными комбинациями их изменяемых конструктивных параметров. Надежные оценки можно получить, используя экспериментальные методы исследования.

Методика испытаний узлов трения пучков основана на получении поля статических петель гистерезиса при квазистатическом нагружении их различных моделей.

Кинематическая схема стенда представляет собой прямолинейный участок соприкасающихся трубопроводов, защемленный с одного конца и нагружаемый циклической силой с другого (свободного) конца, показана на рис.2. Стенд имеет поворотное массивное основание 1, в котором жестко защемлен узел трения 2. Поворотное основание состоит из неподвижного корпуса и цилиндрической втулки с центральным отверстием и буртом снаружи. Во внутреннюю полость втулки вставляются трубопроводы и пропаиваются соответствующим припоем. Втулка жестко закрепляется к корпусу гайкой под любым углом относительно своей оси. Стяжные хомуты 3 устанавливаются между поворотным основанием и нагружающим устройством 4. Нагружающим устройством может служить штатный жесткий хомут с тонкой прокладкой из материала МР [1]. В состав стенда также входят: датчик перемещений 5, динамометр 7



с шарнирами 6, 8, суппорт 9, обеспечивающий возвратно-поступательные движения при вращении нагрузочного винта 11, и упорный подшипник 10. Возможные перекосы компенсируются шарнирами и делают систему статически определимой.

Поле петель гистерезиса снимается при деформировании материала пучка трубопроводов в пределах закона Гука. Осуществляя последовательное пошаговое или непрерывное нагружение узла трения и фиксирование соответствующих деформаций, получают в системе прямоугольных координат поле петель гистерезиса. Перед началом эксперимента производится, так называемая, тренировка узла трения, заключающаяся в многократном циклическом нагружении до момента стабилизации процесса. Вследствие погрешностей при монтаже стенда и установке его в нулевое положение, возможно появление некоторой асимметричности петель, которая может быть устранена параллельным переносом осей. Поле петель гистерезиса одной из компоновок (рис.3) изотропного ( $q = 1$ ) узла трения с относительной жесткостью  $\gamma = \gamma_v = \gamma_{\mu} = 5,65$  приведено на рис.4.

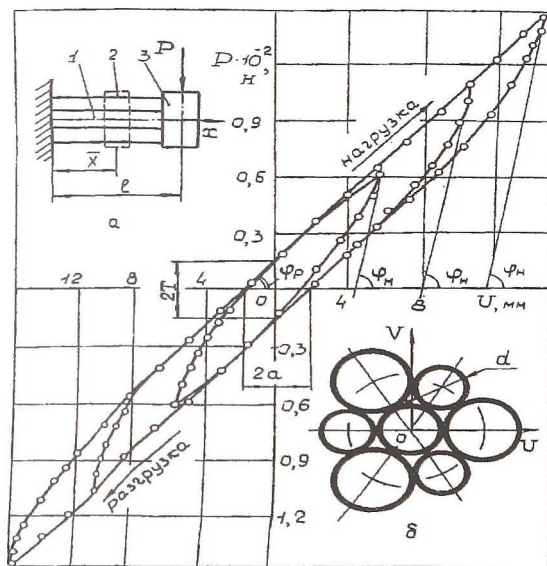


Рис.4. Поле петель гистерезиса пучка трубопроводов

Узел трения этой компоновки состоит из семи трубопроводов (материал 12Х18Н10Т) длиной пролета  $L = 442$  мм с наружными диаметрами  $d = 8$  и  $10$  мм без промежуточных стяжных хомутов ( $n = 0$ ). При испытаниях в режиме плоского нагружения в различных направлениях  $v$ , и все параметры петли остаются неизменными.

Исследовались и другие компоновки с одним ( $n = 1$ ), двумя ( $n = 2$ ) и тремя ( $n = 3$ ) промежуточными стяжными хомутами, устанавливаемыми в различных местах:  $\bar{X} = \frac{X}{L} = 0,87; 0,75; 0,50;$

0,25. Показано, что рассматриваемую модель узла трения можно отнести к системам конструкционного демпфирования с неизменяющимися по величине за цикл нагружения силами трения [5], что упрощает обработку экспериментальных данных и позволяет значительно уменьшить число экспериментов. Расслоенная жесткость таких систем определяется через обобщенные силу трения  $T$  и перемещение  $a$ :  $C_p = \frac{T}{a}$

Результаты испытаний шести компоновок приведены в таблице

$N_{\text{компл}}$	$n$	$X$	$T, \text{Н}$	$a \cdot 10^3, \text{м}$
1	0		14,8	1,7
2	1	0,50	21,0	2,3
3	2	0,50; 0,25	23,7	2,7
4	2	0,75; 0,50	31,9	3,6
5	3	0,87; 0,75	32,0	3,5
6	3	0,75; 0,50; 0,25	39,3	4,4

Интенсивность конструкционного демпфирования, мерой которой служит в абсолютных единицах площадь петли гистерезиса, определяется обобщенными параметрами  $T$ , а интегрально отражающими влияние коэффициента трения, величины и распределения контактного давления.

Интенсивность конструкционного демпфирования растет с увеличением числа стяжных хомутов при их расположении возможно ближе к зоне с максимальным проскальзыванием, достигая высоких значений. Этот вывод подтверждается рис.5, на котором приведены для исследуемых компоновок теоретические и экспериментальные зависимости предельного  $\psi_{\text{пред}}$  и максимального  $\psi_{\text{max}}$  при  $\eta_{\text{онм}} =$

$\frac{r + \sqrt{r}}{r - 1}$  коэффициентов поглощения от циклической безразмерной нагрузки. Отсюда следует, что при колебаниях трубопроводных систем упругие пояса связи (стяжные хомуты) целесообразно располагать

вблизи узловых сечений и по концам узлов трения, то-есть в сечениях с наибольшим проскальзыванием.

Для получения наибольшей эффективности по демпфированию узлы трения должны иметь возможно большую относительную жесткость  $r$ , однако уже при  $r = 5...7$  достигаются значительные  $\Psi_{\max}$  (рис.6).

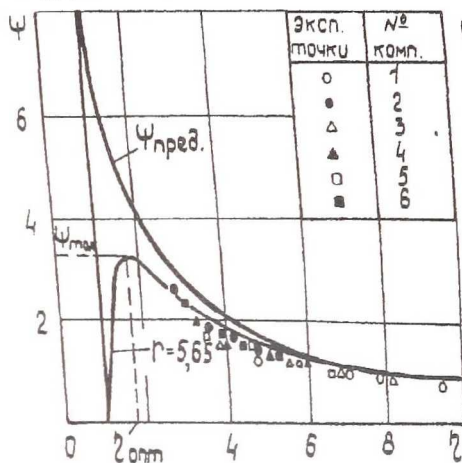


Рис.5. Зависимости коэффициента поглощения от нагрузки

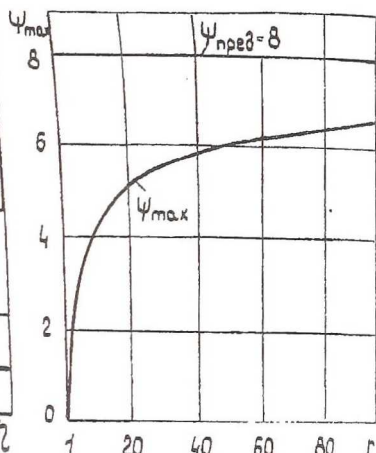


Рис.6. Влияние относительной жесткости на  $\Psi_{\max}$

Отличительной особенностью систем конструкционного демпфирования является известная возможность управления потерями на трение также и величиной контактного давления. Так при его увеличении, демпфирование сначала возрастает, а затем - уменьшается. В проведенных исследованиях применялись штатные хомуты с постоянным усилием затяжки.

В заключение отметим, что приведенные обоснованные рекомендации по повышению демпфирующей способности трубопроводных систем, позволили провести конструктивно-функциональный анализ реальных узлов трения пучков трубопроводов самого мощного современного четырехкамерного жидкостного ракетного двигателя большой тяги РД-170, устанавливаемого на первых ступенях ракет-носителей "Энергия" и "Зенит". Анализ показал целесообразность и высокую эффективность применения пучков для повышения виброзащитных свойств трубопроводных систем.

работающих в экстремальных условиях вибрационных воздействий. В рамках заданного ресурса при стендовых испытаниях двигателя повреждений и изменений триботехнических характеристик (например, изнашивания, трения) узлов трения пучков трубопроводов не обнаружено.

Однако в процессе анализа было выявлено, что из большого многообразия конструктивных решений узлов трения пучков трубопроводов, некоторая их часть (до 40%) не отвечает основным рекомендациям, обеспечивающим наибольшее конструктивное демпфирование. Так, например, узлы трения пучков имеют неоптимальное строение, значительную анизотропию, малую относительную жесткость, неоптимальную расстановку и неконтролируемую затяжку стяжных хомутов.

#### Список литературы

Панин Е.А. Демпфирование колебаний трубопроводов двигателей летательных аппаратов. – В кн.: Проблемы и перспективы развития двигателестроения в Поволжском регионе/ Доклады междунар. Науч.-техн. Конференции 17-18 сентября 1997 г.- Самара: СГАУ, 1997 г.- Вып. 1.- с. 120-127.

Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и ударов. Л.: Машиностроение, 1960,- 171с.

Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем.- М.: Физматгиз, 1960, 190с.

Калинин Н.Г. и др. Конструктивное демпфирование в неподвижных соединениях.- Рига: АН. Латв. ССР, 1960, - 170 с.

Эскин И.Д., Пономарев Ю.К. Классификация систем конструктивного демпфирования и определение свойств, присущих отдельным классам этих систем.- В кн.: Вопросы виброизоляции оборудования и приборов; Докл. межобластного семинара. Ульяновск, 1974,- с. 88-96.

Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т./Ред. совет: В 41 В.Н.Челомей(пред.).- М.: Машиностроение, 1981,- Т.6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К.В. Фролова. 1981,- 456с.