

детонаційного згоряння палива;

- побудовано ізоляції напружень в ЦПГ при детонаційному згорянні палива, які показують, що:

- деформаційні напруження в основному виникають у верхній і середній частинах циліндрі двигуна автомобіля, що в свою чергу веде до його інтенсивного зносу і появи овальності і конусності в процесі експлуатації[6];

- виявлені деформаційні явища можливо корегувати, на наш погляд, двома способами: постановкою датчика детонації у голівці циліндра двигуна, що зменшить ці напруження; другим альтернативним засобом - за допомогою застосування нових конструкційних матеріалів, які будуть стримувати деформацію циліндра;

- крім цього, на наш погляд, двигуни внутрішнього згоряння мають резерв потужності за рахунок можливості керування процесом детонаційного згоряння палива без збільшення його об'єму двигуна.

Література

1. В.Г. Дьяченко «Теорія двигунів внутрішнього згоряння», Харків, ХНАДУ 2009, - 500 с.
2. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.Є., Тимченко І.І. . Автомобільні двигуни: Підручник. – Київ, «Арістей», 2006.- 476 с.
3. Крауч С., Старфилд А. Методы граничных элементов в механике твердого тела / Пер. с англ. М.А. Тлеужанова; под ред. А.М. Линихова. – М.: Мир, 1987. – 328 с.
4. И.И. Тимченко, А.И. Воронков, Д.И. Тимченко, Г.И. Тохтарь. Автомобильные двигатели. Харьков, издательство ХНАДУ – 2009. – 288 с.
5. Михлин С.Г. Многомерные сингулярные интегралы и интегральные уравнения. –М.: Физматгиз, 1992.- 254с
6. С.С. Жилін, О.М. Кабанов. Теорія горіння. Харків, видавництво ХНАДУ – 2010. – 107 с.
7. Ф.І. Абрамчук, С.С. Жилін, А.М. Левтеров. Перспективи розвитку двигунів внутрішнього згоряння. Харків, видавництво ХНАДУ – 2009. – 55 с.

Филипковский Сергей Владимирович, к.т.н., с.н.с., доцент, Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, sfilipkovskij@gmail.com

ОПТИМИЗАЦИЯ ВИБРОЗАЩИТНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ С ДЕМПФЕРАМИ СУХОГО ТРЕНИЯ

Агрегаты, которые необходимо защитить, устанавливаются на амортизаторах, поглощающих энергию вибраций и импульсных воздействий, передаваемых основанием. Амортизирующие устройства должны иметь минимальный вес при выполнении своих функциональных назначений на протяжении всего срока эксплуатации. Минимизация массы конструкции может быть успешно решена лишь в случае применения теории оптимального

синтеза и разработанных на ее основе эффективных методов. Эта задача становится особенно актуальной вследствие большого количества однотипных элементов, которые можно усовершенствовать.

В отличие от опубликованных результатов других исследований, в которых основное внимание уделено установившимся нелинейным колебаниям твердых тел, соединенных линейными связями, устойчивости движения и условиям возникновения нелинейных резонансных колебаний [1–5], в настоящей работе поставлена задача определения оптимальных динамических и прочностных параметров системы, совершающей нестационарное движение, на которую наложены нелинейные связи типа демпферов с сухим трением.

В качестве объекта оптимизации рассматриваем общий случай конструкции подвески агрегата с несимметричным распределением масс и расположении связей. Связями могут быть узлы крепления в виде амортизаторов или упругих кронштейнов и узлы стыковки с трубами или сильфонами. Агрегат будем считать твердым телом. Оптимизировать будем параметры амортизаторов.

Как показано на рис. 1, агрегат закреплен на четырех амортизаторах и к нему приложена инерционная нагрузка в форме прямоугольного импульса $Q(t)$.

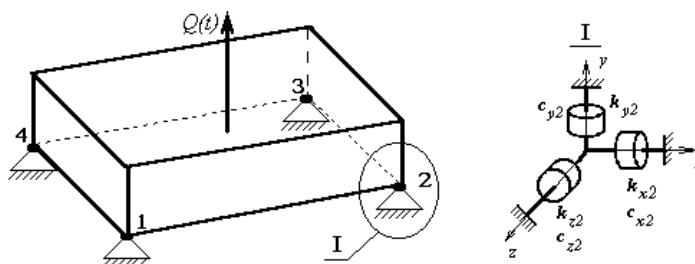


Рисунок 1 – Модель подвески агрегата

Простейшим конструктивным решением проблемы защиты агрегата от вибраций является установка его на резиновых втулках. В расчетах первого приближения таких демпферов используют эквивалентное вязкое демпфирование [6]. Однако, как показали предыдущие исследования, резиновые втулки, которые представляют собой демпферы с конструктивным рассеянием энергии, эффективно поглощают высокочастотные вибрации. Для защиты от низкочастотных перегрузок необходимо обеспечить большие относительные перемещения амортизируемого объекта. С этой целью применяют амортизаторы сухого трения, имеющие большой ход штока, а также используют гибкие компенсаторы для остальных связей агрегата.

В амортизаторе сухого трения рассеяние энергии происходит за счет трения боковой поверхности сухарей о внутреннюю поверхность корпуса при движении в вертикальном направлении и за счет трения прижимной шайбы о торцевую поверхность сухарей при движении в горизонтальном направлении. Сила прижатия сухарей к корпусу создается пружинным кольцом, а сила прижатия шайб – коническими пружинами. Силы упругости амортизатора

создаются теми же пружинами. Амортизируемый объект крепится винтом к штоку, который выполнен как одна деталь с верхней прижимной шайбой.

Варьируемыми параметрами амортизатора принимаем размеры его пружин и коэффициент трения. Выразим через эти параметры все необходимые характеристики подвески.

Основным функциональным назначением подвески является защита от перегрузок при условии ограничения перемещений агрегата относительно корпуса машины. Для вычисления перегрузок и перемещений необходимо решить уравнения колебаний агрегата, в которые входят коэффициенты жесткости и демпфирования амортизатора.

Жесткость витой стальной пружины пропорциональна d^4 и обратно пропорциональна R^3 , где d – диаметр проволоки, R – радиус витка. Поэтому коэффициент жесткости амортизатора будет

$$k = A_1 d^4 / R^3. \quad (1)$$

Сила трения амортизатора F_T пропорциональна коэффициенту трения μ и силе прижатия N , которая, в свою очередь, пропорциональна d_1^4 и обратно пропорциональна R_1^3 , где d_1 – диаметр проволоки, R_1 – радиус пружинного кольца. Поэтому сила трения будет

$$F_T = N\mu = B_1 \mu d_1^4 / R_1^3. \quad (2)$$

Для вертикального и горизонтального перемещений коэффициенты A_1 и B_1 будут разными.

Данная задача содержит большой объем ограничений, в том числе нелинейных, получаемых в конечном счете алгоритмически для разных вариантов. Поэтому проверка таких ограничений, то есть решение задач анализа для каждого набора параметров, представляет наибольшую трудоемкость. Ограничения накладываются на конструктивные размеры и прочность амортизаторов, на максимальные перемещения при движении и на перегрузку, которую может выдержать агрегат при сохранении работоспособности. Для вычисления этих параметров необходимо решить уравнения колебаний агрегата, которые в матричной форме имеют вид

$$[K]\{U\} + [C]\{\text{sign}\dot{U}\} + [M]\{\ddot{U}\} = \{Q(t)\}, \quad (3)$$

где $[K]$, $[C]$, $[M]$ – матрицы жесткости, демпфирования, массы, а $\{U\}$, $\{Q(t)\}$ – векторы перемещений и возмущающей нагрузки. Матрица $[C]$ заполнена так же как матрица $[K]$, но, в отличие от матрицы эквивалентного вязкого

демпфирования, ее элементами являются силы трения и моменты сил трения. Поскольку полагаем, что силы сухого трения не зависят от скорости и направлены против движения, то матрица $[C]$ умножается не на вектор скоростей $\{\dot{U}\}$, а на вектор направлений скоростей $\{\text{sign}\dot{U}\}$. Эту систему решаем методом Рунге-Кутты [7].

Важным критерием любой конструкции является масса. Для оптимизации массы подвески выразим ее через варьируемые параметры амортизаторов. Масса амортизатора складывается из масс пружин, корпуса, сухарей и прижимных шайб. Масса пружины $m_{пж}$ пропорциональна площади сечения и длине проволоки, которая, в свою очередь, пропорциональна среднему радиусу пружины

$$m_{пж} = A_2 d^2 R. \quad (4)$$

Точно также масса прижимных колец

$$m_{кл} = B_2 d_1^2 R_1. \quad (5)$$

Масса корпуса $m_{кр}$ пропорциональна высоте H_A , радиусу R_A и толщине стенки h амортизатора. Соотношения размеров реального амортизатора таковы, что можно считать его высоту и радиус пропорциональными радиусу пружин, а толщину стенки – диаметру проволоки. Тогда

$$m_{кр} = A_3 d R^2. \quad (6)$$

Массу сухарей $m_{ср}$ считаем пропорциональными массе пружинных колец

$$m_{ср} = B_3 m_{кл} = B_3 B_2 d_1^2 R_1. \quad (7)$$

Массу прижимных шайб считаем пропорциональной массе корпуса

$$m_{пш} = B_5 m_{кр} = B_5 B_3 d R^2. \quad (8)$$

В итоге масса амортизатора

$$m = m_{пж} + m_{кл} + m_{кр} + m_{ср} + m_{пш} = A_2 d^2 R + B_2 d_1^2 R_1 + A_3 d R^2 + B_3 B_2 d_1^2 R_1 + B_5 B_3 d R^2 = A_4 d^2 R + B_6 d_1^2 R_1 + B_7 d R^2, \quad (9)$$

где $A_1, \dots, A_4, B_1, \dots, B_7$ – коэффициенты пропорциональности, которые определяются по размерам деталей и свойств материалов реальной конструкции. В выполненном примере расчета принято: $A_1 = 2 \cdot 10^8$ Па, $B_1 = 3 \cdot 10^6$ Н/м, $A_4 = 2,5 \cdot 10^5$ кг/м³, $B_6 = 4 \cdot 10^4$ кг/м³, $B_7 = 1 \cdot 10^5$ кг/м³.

Рассматриваемый агрегат (см. рис. 1) имеет массу 143 кг и моменты инерции относительно осей совмещенных с каркасом $I_{xx} = 50,6$, $I_{yy} = 82,1$, $I_{zz} = 46,4$, $I_{xy} = 11,1$, $I_{yz} = 13,4$, $I_{zx} = 26,4$ (кг·м²). Координаты амортизаторов

относительно тех же осей выражаются в миллиметрах следующими числами (243, 0, -28), (635, 0, -28), (243, 0, 905), (905, 0, 905).

Прямоугольный импульс возмущающего ускорения имеет продолжительность 0,1 с и величину $6g$, где $g = 9,81\text{м/с}^2$.

Практика решения оптимизационных задач такого уровня сложности показывает, что гарантированное достижение результата возможно лишь при последовательном и совместном использовании нескольких методов прямого поиска экстремума, являющихся более гибкими и надежными на широком классе задач в сравнении с дифференциальными методами высокого порядка. И хотя скорость сходимости прямых методов невелика, эффективность их использования удастся повысить благодаря введению специальной организации поиска экстремума. Для осуществления отмеченного выше взаимодействия построен вариант гибридного метода поиска экстремума [8]. Он заключается в том, что из имеющегося множества поисковых методов оптимизации выбирается некоторое подмножество их модификаций (гибридентов), к количеству и составу которых предъявляются определенные требования. Это, в частности, могут быть: надежность, эффективность, программная совместимость, уровень полноты охвата различных типичных ситуаций поиска и т.п. Набор гибридентов в предлагаемом методе функционирует в структурной связи и, в зависимости от изменения веса ситуационных критериев, каждый из них вносит определенный вклад в процесс поиска экстремальной точки.

Задача анализа устанавливает связи между параметрами объекта для задачи синтеза, которая выбирает наиболее рациональные соотношения этих параметров, обеспечивающих выполнение необходимых значений критериев.

Если минимизируется перегрузка, то ограничения накладываются на массу, если функцией цели является масса, то с допустимым значением сравнивается перегрузка. Остальные ограничения накладываются из условий статической прочности амортизаторов и конструктивных соображений.

Начальный вектор параметров Y_n состоит из исходных размеров амортизаторов и коэффициента трения. В первой строке табл. 1 приведены начальные значения диаметров проволоки пружин d_n и радиусов амортизаторов R_a демпферов сухого трения, а также силы трения f_{mp} . Начальные значения функций цели: масса подвески $m_n=15,350$ кг, перегрузка $n_n=11,994$.

Таблица 1

Результаты оптимизации

| Век-тор | d_1 мм | R_{A1} мм | d_2 мм | R_{A2} мм | d_3 мм | R_{A3} мм | d_4 мм | R_{A4} мм | F_T Н | m кг | n |
|---------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------|----------------|-------------|----------------|------------|-----------|------|
| Y_n | 4,00 | 20,0 | 4,00 | 20,0 | 4,00 | 20,0 | 4,00 | 20,0 | 768 | 13,8 | 11,9 |
| Y_0 | 3,50 | 25,5 | 3,50 | 28,1 | 3,50 | 27,2 | 3,50 | 29,3 | 591 | 12,5 | 10,5 |

Процесс оптимизации в целом построен как поочередное решение задач минимизации массы m и перегрузки n . На первом этапе минимизируем массу

без ограничения перегрузки, чтобы решение не выходило за границы области допустимых значений. Программа оптимизации имеет возможность возвращать решение в область допустимых значений при выходе за ее границы, однако работа без выхода за границы области эффективнее. Следующий шаг оптимизации проводится с минимизацией перегрузки и ограничением массы тем значением, которое достигнуто на предыдущем этапе. Далее, на тех этапах, на которых функцией цели является масса, функциональным ограничением принимаем перегрузку и наоборот. Опуская результаты промежуточных вычислений во второй строке табл. 1 приводим оптимальный вектор варьируемых параметров Y_0 . Оптимальные значения функций цели: масса подвески $m = 12,530$ кг, перегрузка $n = 10,451$. Величина массы уменьшена на 14 %, а перегрузки на 11 %. Одновременная минимизация массы и перегрузки путем задания функции цели в виде произведения или суммы этих величин оказалась менее эффективной. Таким образом, удалось получить оптимальный по Парето [9] вектор параметров, когда дальнейшее улучшение одного из критериев может привести только к ухудшению другого.

Анализ полученных результатов показывает, что разработанная методика позволяет эффективно проектировать амортизирующие подвески агрегатов летательных аппаратов.

Сравнение с результатами расчетов вязких демпферов показывает, что демпфер сухого трения эффективнее поглощает энергию за счет того, что он допускает большие относительные перемещения в узлах подвески и на всем ходе трущихся пар сила сопротивления постоянна, а не меняется от нуля до максимума. Предложенная расчетная схема амортизатора с сухим трением позволила найти такой вектор варьируемых параметров, при котором масса подвески на 11% меньше, а перегрузка агрегата на 16% меньше, чем при расчетах с моделью эквивалентного вязкого демпфера.

Литература

1. Ганиев Ф.Р., Кононенко В.О. Колебания твердых тел.– М.: Наука, 1976.– 432 с.
2. Виттенбург Й. Динамика систем твердых тел.– М.: Мир, 1980.– 292 с.
3. Гуляев В.И., Лизунов П.П. Колебания систем твердых и деформируемых тел при сложном движении.– Киев: Вища школа, 1989.– 200 с.
4. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний.– М.: Наука, 1974.– 1974.– 504 с.
5. Simo J.S., Vu-Quoc L. The role of non-linear theories in transient dynamic analysis of flexible structures// J. Sound and Vibr. 1987. V.119, N.3. P. 487–508.
6. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле.– М.: Машиностроение, 1985.– 472 с.
7. Форсайт Дж. Малькольм М., Моулер К. Машинные методы математических вычислений.– М.: Мир, 1980.– 280 с.
8. Кохманюк С.С., Дмитриев А.С., Шелудько Г.А. и др. Динамика конструкций при воздействии кратковременных нагрузок.– Киев: Наук. думка, 1989.– 304 с.
9. Многокритериальная оптимизация/ В.А. Березовский и др.– М.: Наука, 1989.– 128 с.