

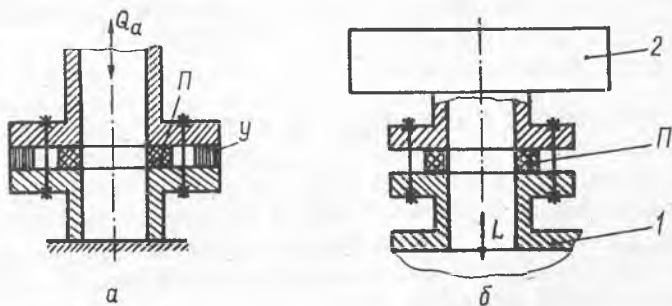
КОНСТРУКЦИОННОЕ ДЕМПФИРОВАНИЕ

Н.Д.Войтех, В.А.Борисов

О ДЕМПФИРОВАНИИ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ С ПРОКЛАДКОЙ

В настоящей работе рассматривается вопрос о целесообразности придания диссипативных свойств различным элементам фланцевых соединений трубопроводов, подверженных осевой вибрационной нагрузке. При этом предполагается, что уплотнительная прокладка должна быть нагружена в основном статической силой, а амплитуда действующей на нее переменной силы должна быть минимальной. Такое условие обеспечивает наименьшую усадку прокладки и наименьшую величину утечки рабочей среды.

Представляют интерес два случая (рис. 1, а, б):



Р и с. 1. Схема нагружения соединений циклическими силами:

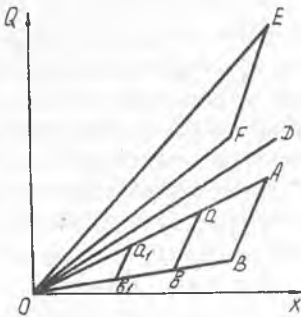
а - первый случай; б - второй случай; 1 - корпус; 2 - агрегат;

П - прокладка; У - упор

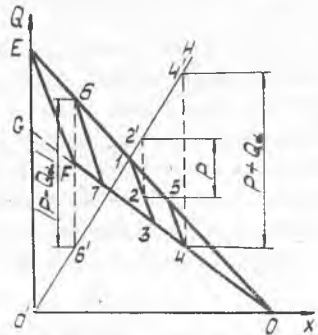
1) в рабочем диапазоне частот жесткость соединения не влияет на динамические характеристики колебательной системы, в которую оно входит;

2) в рабочем диапазоне частот жесткость соединения влияет на динамические характеристики динамической системы.

Анализ первого случая проведем для схемы соединения, показанного на рис. 1, а. В таком соединении кроме уплотнительной прокладки П установлен упор У. На соединение действует циклическая сила с амплитудой Q_a , не зависящая от параметров элементов соединения. Прием, что диссипативными свойствами обладает только упор У, график предельного цикла нагрузки-разгрузки которого имеет форму треугольника (рис. 2).



Р и с.2. Графики предельных деформационных зависимостей упора (ΔAOB), прокладки (OD) и системы упора и прокладки (ΔEOF)



Р и с.3. Диаграмма сил для соединения с демпфирующим элементом

Тангенсы углов наклона сторон этого треугольника представляют собой коэффициенты жесткости процессов: C_1 - процесса нагружения (OA), C_2 и C_3 - процессов разгрузки (AB и BO) [1]. При неполной нагрузке и разгрузке жесткость любого внутреннего процесса (например, $a_1 b_1$ и $a_2 b_2$) характеризуется коэффициентом C_2 . Деформационная зависимость прокладки описывается линией OD и характеризуется коэффициентом жесткости C_n .

Так как деформации упора и прокладки при перемещениях верхнего фланца совпадают по величине и направлению, то суммарная жесткость системы У-П складывается из жесткостей входящих в нее элементов. График полного цикла деформации системы У-П при этом представляет собой треугольник OEF , угол наклона линии предельного нагружения которого (OE) характеризуется коэффициентом жесткости $C_T = C_1 + C_n$, углы предельных процессов разгрузки (EF и FO) - коэффициентами $C_{\bar{u}} = C_2 + C_n$ и $C_{\bar{z}} = C_3 + C_n$.

Для нахождения нагрузки на прокладку воспользуемся диаграммой сил [2], которая для рассматриваемого случая показана на рис. 3. График предельного цикла деформации системы \mathcal{Y} - \mathcal{N} на этой диаграмме показан в виде треугольника DEF , полученного путем зеркального отображения треугольника DEF (рис. 2) относительно вертикальной оси, проходящей через точку O .

Уравнения линий OE , EF и FO можно записать соответственно в виде

$$Q = Q_E - C_I X; \quad Q = Q_E - C_{II} X; \quad Q = Q_G - C_{III} X.$$

где Q_E и Q_G - ординаты точек E и G . Уравнение линий, описывающих семейство внутренних процессов нагружения-разгружения (например, 4-5, 1-3, 6-7),

$$Q = Q_i - C_{II} X,$$

где Q_i - ордината точки пересечения соответствующей линии с осью ординат. Уравнение линии $O'H$, представляющей процесс нагружения деталей системы болта, $Q = C_{II} X$, где C_{II} - коэффициент жесткости детали системы болта.

При сборке соединения система \mathcal{Y} - \mathcal{N} обжимается усилием Q_r (точка 1, рис. 3). При подаче рабочей среды возникает растягивающее усилие P , нагружающее дополнительно болты и разгружающее систему \mathcal{Y} - \mathcal{N} . При действии на соединение циклической нагрузки с амплитудой Q_a , симметричной относительно статического уровня (точка 2), максимальное и минимальное значения суммарной внешней нагрузки составят $P \pm Q_a$. Эта сила распределится по элементам соединения пропорционально их жесткостям. Цикл деформации системы \mathcal{Y} - \mathcal{N} в общем случае может быть описан четырехугольником 4-5-6-7. Линия 6-4 определяет среднюю жесткость такого цикла, характеризующуюся коэффициентом C_{cp} . При небольшой амплитуде внешней циклической силы цикл деформации системы \mathcal{Y} - \mathcal{N} может вырождаться в линию, описываемую участком одного из внутренних процессов, например, 1-3. В этом случае $C_{cp} = C_{II}$. Для расчета цикла деформации системы необходимо определить координаты вершин четырехугольника в зависимости от действующей нагрузки.

Допустим, что после подачи давления нагрузка на \mathcal{Y} - \mathcal{N} определяется точкой 2 с ординатой Q_2 . Тогда условием того, что нижняя вершина цикла будет расположена на линии OG , явится неравенство

$$Q_2 - (1-x)Q_a \leq Q_3, \quad (I)$$

где $x = C_{\bar{n}} / (C_{\sigma} + C_{\bar{n}})$ - коэффициент основной нагрузки [2], определяемый процессами $O'H$ и $I-3$. Координаты точки 3 находятся из условия пересечения линий $I-3$ и OF .

При выполнении условия (I) абсцисса точки 4 находится из уравнения $X_4 = (P + Q_a + Q_o) / (C_{\sigma} + C_{\bar{n}})$, а ордината точки 4 - $Q_4 = Q_c - C_{\bar{n}} X_4$.

Аналогичным образом выясняется, на какой линии (4-5 или OE) находится вершина 6. Если точка 6 находится на линии OE , то ее абсцисса определится из уравнения

$$(Q_e - C_{\tau} X_6) - C_{\sigma} X_6 = |Q_a - P|.$$

Точка 7 находится на пересечении линий 6-7 и OC .

Таким образом, могут быть последовательно найдены координаты всех вершин цикла деформации системы $y-n$. Нагрузка на прокладку во всех характерных точках цикла деформации равна $Q_n = C_n X_j$, где

X_j - абсцисса соответствующей точки процесса деформации системы $y-n$.

На основе вышеизложенной методики была разработана программа на языке АЛГОЛ для машин типа М-20 и проведен численный анализ зависимости нагрузки на прокладку от амплитуды внешней циклической силы. В расчете использовались относительные величины, причем в качестве базовых были приняты: для сил - усилие затяжки соединения Q_1 , для деформаций - деформация системы болтов X_1 при нагрузке Q_1 , для коэффициентов жесткостей - коэффициент жесткости системы болта C_{σ} . Исходные данные: $\bar{Q}_1 = 1$; $\bar{C}_{\sigma} = 1$; $\bar{C}_n = 0,5$; $\bar{C}_7 = 0,7$; $\bar{C}_2 = 0,3$; $\bar{C}_3 = 5$; $\bar{P} = 0,15$.

Из расчета следует, что при наличии в соединении упора с диссипативными свойствами значения минимальной и максимальной нагрузок на прокладку будут меньше отклоняться от статического уровня, чем в случае чисто упругого упора. Объясняется это тем, что демпфирование повышает среднюю жесткость цикла деформации упора. Поэтому он воспринимает большую часть внешней циклической нагрузки. Наибольший эффект достигается при таких амплитудах циклической силы, когда деформация системы $y-n$ полностью описывается линией $I-3$. Если при том же соотношении жесткостей элементов соединения диссипативными свойствами наделить прокладку, то доля воспринимаемой ею нагрузки возрастает.

Кроме того, введение в состав соединения упругого упора с гистерезисом уменьшает влияние остаточной деформации в элементах соединения на усилие затяжки.

Второй случай нагружения соединения (рис. 1, б) возможен, например, когда к корпусу изделия при помощи фланцевого соединения подвешен массивный агрегат. В этом случае упругая связь массы агрегата с корпусом образована элементами соединения. Задача с такими условиями была решена относительно амплитуды упругой деформации микронеровностей в уплотнительных стыках [3]. Из анализа решения было установлено, что лучше придавать диссипативные свойства деталям системы болта или дополнительным упорам. Постановка демпфирующей прокладки может привести к улучшению работоспособности соединения при небольшой жесткости болтов.

Л и т е р а т у р а

1. Э с к и н И.Д. Поперечный изгиб многослойного пакета с сухим трением на контактных поверхностях циклической силой. Труды КуАИ, 1967, вып. XXX.
2. Б и р г е р И.А. и др. Расчет на прочность деталей машин. М., Машгиз, 1959.
3. Б о р и с о в В.А., В о й т е х Н.Д. Исследование герметичности фланцевых соединений трубопроводов при вибрациях. Тезисы докладов IV Всесоюзной конференции "Конструирование, технология изготовления и эксплуатация компрессорных машин различного назначения", Су-мы, 1974.

Г.Г.Карташов, Б.Н.Ковешников, Н.Д.Степаненко

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ И ФОРМ КОЛЕБАНИЙ КОНСОЛЬНЫХ АНИЗОТРОПНЫХ ПЛАСТИН

Первым этапом оценки вибрационных свойств тонкостенных конструкций является определение собственных частот и форм колебаний, которые необходимо знать при отстройке от опасных резонансных режимов работы, а также при проведении вибрационных испытаний, например, усталостных.

Лопатки компрессоров являются ответственными тонкостенными элементами газотурбинных двигателей. В настоящее время предприняты попытки использовать лопатки, изготавливаемые из композиционных материалов. В связи с этим возникает необходимость создания методов расчета по определению частот и форм их собственных колебаний [1]. Простейшей