

УДК 621.813, 534.933

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ УСИЛИЙ ПО ВИТКАМ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ВНЕШНЕЙ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКИ В РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ В УСЛОВИЯХ ВИБРАЦИИ ИЗДЕЛИЙ

© 2011 М. И. Курушин, А. М. Курушин, И. С. Барманов

Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва
(национальный исследовательский университет)

В существующей учебной литературе, да и в инженерной практике, при расчетах на прочность в условиях действия переменной нагрузки распределение переменной составляющей нагрузки по виткам принимается таким же, как и статической составляющей. Проведенные нами исследования показывают, что это не всегда так и распределение усилий по виткам зависит не только от соотношения жесткостей элементов резьбовых соединений, но и от упругих и динамических свойств всего изделия и может быть совсем не таким, как в статике. Коэффициенты внешней переменной нагрузки и распределение усилий по виткам в изделиях с резьбовыми соединениями необходимо определять с учетом динамических свойств всего изделия. Для повышения усталостной прочности резьбовых соединений при вибрациях желательнее проектировать их за резонансными по любой собственной частоте в упругих системах изделий.

Упругие модели, резьбовые соединения, собственные частоты и формы, распределение усилий по виткам, коэффициент внешней нагрузки при расчетах на прочность элементов резьбовых деталей.

Для исследования поведения изделий с резьбовыми соединениями в условиях вибраций были приняты несколько вариантов простейших конструкций с резьбовыми соединениями. При исследовании их методами математического моделирования сделан ряд упрощающих допущений. Винтовая нарезка резьбы условно заменялась кольцевыми выступами. Изделия возбуждались вибраторами в любом месте упругой системы. Вибрации элементов изделий с резьбовыми соединениями рассматривались только в осевом направлении (вдоль оси болта или шпильки). Упругие элементы конструкций приняты дискретными в форме сосредоточенных масс, связанных между собой осевыми и контактными податливостями. С изменением нагрузки в контактах податливых витков резьбы за счет податливостей самих витков, а также тел стержня и гайки происходит взаимное проскальзывание витков между собой, вследствие чего в них возникают силы трения, направленные против взаимных скоростей скольжения. Зависимости сил трения от давлений и скоростей скольжения могут приниматься по любому закону, но в данном исследовании они принимались по закону Кулона в режиме сухого трения (коэффициенты трения не зависят ни от удельных давлений, ни от скоростей скольжения, а только от полного нормального усилия в контактах витков). Резьбовые части стержня болта и

тела гайки также разбиваются на элементарные участки (массы) со своими податливостями как в контактах витков, так и между собой. Упругая система с резьбовыми деталями может быть предварительно нагружена (предварительная затяжка). Упругая система может быть нагружена как статическими, так и переменными усилиями по любому закону и приложенными в любых местах упругой модели, к любому ее элементу. Силы трения в контактах витков принимают участие в определении движения и демпфировании колебаний упругих систем с резьбовыми соединениями. Наряду с сухим трением в исследовательских целях может включаться и вязкое трение, пропорциональное скорости движения элементов упругой системы.

Математические модели упругих систем с резьбовыми соединениями представляют собой системы нелинейных дифференциальных уравнений движения их элементов с учетом мгновенных (скачкообразных) изменений направлений сил трения в контактах витков. Решения уравнений производятся численно методом Рунге-Кутты четвертого порядка на ПЭВМ. Несколько вариантов упругих моделей с резьбовыми соединениями, которые рассматривались при исследованиях, показаны на рис. 1, в числе которых: а) дискретная 13-массовая модель с подвешенным на податливости (канат) грузом и с контактно-податливыми и упругосвя-

занными между собой витками; в) дискретная 13- массовая модель резьбового соединения корпуса турбины, эскиз которой показан на рис. 1,б, с податливой крышкой и с контактно-податливыми и упругосвязанными между собой витками. Во всех рассматриваемых вариантах было принято: стальное резьбовое соединение М10 с углом профиля резьбы $\alpha = 60^\circ$ и осевыми зазорами между витками в осевом направлении (витки не контактируют с нерабочей стороны); веса элементов (витков) резьбы стержня - по 0,5 г;

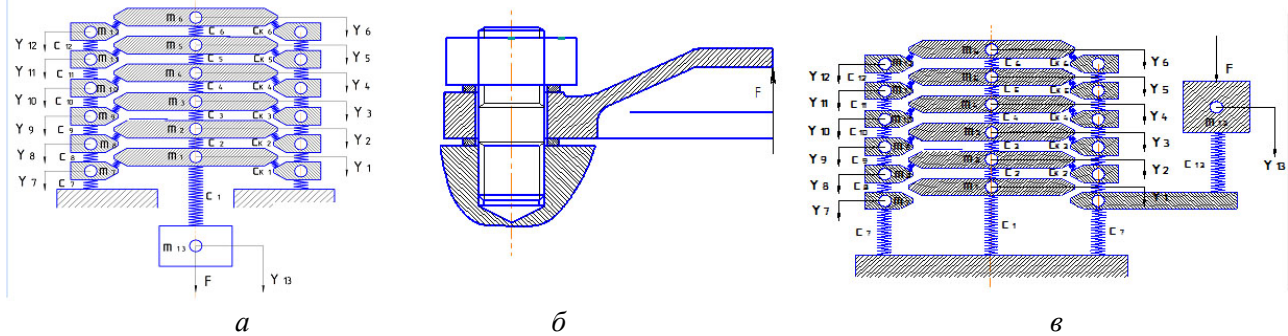


Рис. 1. Упругие дискретные 13-массовые модели резьбовых изделий с контактно-податливыми упругосвязанными между собой витками с подвешенным грузом (а), корпуса турбины с упругой крышкой (в) и эскиз резьбового соединения корпуса гидротурбины с крышкой (б)

Опишем алгоритм математической модели только для одной упругой многомассовой (13 степеней свободы) модели с упругосвязанными между собой витками, представленной на рис. 1,в, которая имитирует предварительно затянутое фланцевое соединение (например, крышка корпуса гидротурбины, рис. 1,б). Упругая система нагружена статическими и переменными усилиями, изменяющимися по полигармоническому закону и возбуждающими либо крышку, либо корпус под гайкой. Первый виток стержня болта не находится в контакте с витками гайки, в контакте находятся только пять витков резьбы. Независимые переменные - смещения вдоль оси соединения: Y_{13} -нагружаемой детали (например, крышка котла или корпуса турбины); $Y_1, Y_2, Y_3, Y_4, Y_5, Y_6$ - витков резьбы как элементов упругого стержня болта; $Y_7, Y_8, Y_9, Y_{10}, Y_{11}, Y_{12}$ - витков резьбы как элементов упругой гайки, соответствующих виткам стержня болта.

Скорости смещений элементов упругой системы в осевом направлении: нагружаемой детали $V_{13} = dY_{13}/dt$; витков стержня $V_1 = dY_1/dt; V_2 = dY_2/dt; V_3 = dY_3/dt; V_4 = dY_4/dt; V_5 = dY_5/dt; V_6 = dY_6/dt$;

веса элементов (витков) резьбы гайки - по 2,9 г; жесткости на растяжение и сжатие элементов резьбы: стержня $C_i=5350$ МН/м и гайки $C_i=35000$ МН/м; контактно-изгибно-сдвиговые линеаризованные жесткости одной пары витков резьбы $CO_i=9600$ МН/м; коэффициенты сухого f и вязкого λ трения принимались в широком диапазоне значений в зависимости от целей и задач исследования. Все эти параметры рассчитывались и уточнялись методом конечных элементов по программам ANSYS.

$$V_7 = dY_7/dt; V_8 = dY_8/dt; V_9 = dY_9/dt; V_{10} = dY_{10}/dt; V_{11} = dY_{11}/dt; V_{12} = dY_{12}/dt.$$

Силы упругости нормальные к поверхностям в контактах витков резьбы с учетом погрешностей шагов витков Δt_i и неравномерности деформаций в радиальном направлении тела гайки и тела стержня δ_{r_i} :
 $F_1=C_{O1} \cdot (((Y_1-Y_7)+\Delta t_1) \cdot \cos(\alpha/2) + \delta_{r1} \cdot \sin(\alpha/2));$
 $F_2=C_{O2} \cdot (((Y_2-Y_8)+\Delta t_2) \cdot \cos(\alpha/2) + \delta_{r2} \cdot \sin(\alpha/2));$
 $F_3=C_{O3} \cdot (((Y_3-Y_9)+\Delta t_3) \cdot \cos(\alpha/2) + \delta_{r3} \cdot \sin(\alpha/2));$
 $F_4=C_{O4} \cdot (((Y_4-Y_{10})+\Delta t_4) \cdot \cos(\alpha/2) + \delta_{r4} \cdot \sin(\alpha/2));$
 $F_5=C_{O5} \cdot (((Y_5-Y_{11})+\Delta t_5) \cdot \cos(\alpha/2) + \delta_{r5} \cdot \sin(\alpha/2));$
 $F_6=C_{O6} \cdot (((Y_6-Y_{12})+\Delta t_6) \cdot \cos(\alpha/2) + \delta_{r6} \cdot \sin(\alpha/2)),$
 где $\Delta t_1, \Delta t_2, \Delta t_3, \Delta t_4, \Delta t_5, \Delta t_6$ - погрешности осевых шагов между контактирующими витками стержня и гайки.

Неравномерности деформаций в радиальном направлении тела гайки и тела стержня - δ_{r_i} определяются по зависимостям $\delta_{r1} = \delta_{r10} \cdot F_1/10000; \delta_{r2} = \delta_{r20} \cdot F_2/10000; \delta_{r3} = \delta_{r30} \cdot F_3/10000; \delta_{r4} = \delta_{r40} \cdot F_4/10000; \delta_{r5} = \delta_{r50} \cdot F_5/10000; \delta_{r6} = \delta_{r60} \cdot F_6/10000,$ где $\delta_{r10}, \delta_{r20}, \delta_{r30}, \delta_{r40}, \delta_{r50}, \delta_{r60}$ - неравномерности деформаций в радиальном направлении тела гайки и тела стержня, которые определяются методом конечных элементов при осевой нагрузке на изделие - 10000 Н.

$C_{01}, C_{02}, C_{03}, C_{04}, C_{05}, C_{06}$ - обобщенные линейные (или нелинейные) контактные жесткости, учитывающие изгиб и сдвиг между витками (элементарными массами) стержня болта и тела гайки, которые могут рассчитываться методами строительной механики или методами конечных элементов.

Осевые усилия между витками (элементарными массами) стержня болта:

$$F_{01} = C_{01} \cdot ((Y_0 - Y_1) + \Delta t_1 + \delta_{r1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{12} = C_{12} \cdot ((Y_1 - Y_2) + \Delta t_2 + \delta_{r2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{23} = C_{23} \cdot ((Y_2 - Y_3) + \Delta t_3 + \delta_{r3} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{34} = C_{34} \cdot ((Y_3 - Y_4) + \Delta t_4 + \delta_{r4} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{45} = C_{45} \cdot ((Y_4 - Y_5) + \Delta t_5 + \delta_{r5} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{56} = C_{56} \cdot ((Y_5 - Y_6) + \Delta t_5 + \delta_{r5} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2)).$$

Здесь $C_{01}, C_{12}, C_{23}, C_{34}, C_{45}, C_{56}$ - линейные жесткости на осевое растяжение-сжатие между витками (элементарными массами) тела стержня болта, которые также могут рассчитываться методами строительной механики либо методами конечных элементов.

Осевые усилия между витками (элементарными массами) тела гайки:

$$F_{70} = C_{70} \cdot ((Y_7 - Y_0) + \Delta t_1 + \delta_{r1} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{78} = C_{78} \cdot ((Y_7 - Y_8) + \Delta t_2 + \delta_{r2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{89} = C_{89} \cdot ((Y_8 - Y_9) + \Delta t_3 + \delta_{r3} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{910} = C_{910} \cdot ((Y_9 - Y_{10}) + \Delta t_4 + \delta_{r4} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{1011} = C_{1011} \cdot ((Y_{10} - Y_{11}) + \Delta t_5 + \delta_{r5} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2));$$

$$F_{1112} = C_{1112} \cdot ((Y_{11} - Y_{12}) + \Delta t_6 + \delta_{r6} \cdot \operatorname{tg}(\alpha/2)).$$

Здесь $C_{70}, C_{78}, C_{89}, C_{910}, C_{1011}, C_{1112}$ - линейные жесткости на осевое растяжение-сжатие между витками (элементарными массами) тела гайки, которые также могут рассчитываться методами строительной механики либо методами конечных элементов.

Скорости скольжения в контактах витков резьбы вдоль профиля витка:

$$V_{17} = (V_1 - V_7) \cdot \sin(\alpha/2);$$

$$V_{28} = (V_2 - V_8) \cdot \sin(\alpha/2);$$

$$V_{39} = (V_3 - V_9) \cdot \sin(\alpha/2);$$

$$V_{410} = (V_4 - V_{10}) \cdot \sin(\alpha/2);$$

$$V_{511} = (V_5 - V_{11}) \cdot \sin(\alpha/2);$$

$$V_{612} = (V_6 - V_{12}) \cdot \sin(\alpha/2).$$

Силы трения в контактах витков резьбы в режиме сухого трения (закон Кулона), направленные вдоль боковых поверхностей, находящихся в контактах профилей витков:

$$F_{f1} = f \cdot F_1; F_{f2} = f \cdot F_2; F_{f3} = f \cdot F_3;$$

$$F_{f4} = f \cdot F_4; F_{f5} = f \cdot F_5; F_{f6} = f \cdot F_6.$$

Здесь f - коэффициент трения в контактах витков.

Дифференциальные уравнения движения элементов упругой модели, изображенной на рис. 1, в:

Нагружаемая деталь (крышка фланцевого соединения)

$$M_0 \cdot d^2 Y_0 / dt^2 = G_0 + F_{cm0} + F_{a0} + F_{01} - F_{01} - \lambda_0 V_0.$$

Первый виток стержня болта, который не контактирует с витками гайки:

$$M_1 d^2 Y_1 / dt^2 = G_1 + F_{cm1} + F_{a1} + F_{01} - F_{12} - F_1 \cos(\alpha/2) - F_{f17} (V_{17} / [V_{17}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_1 V_1.$$

Второй виток стержня болта

$$M_2 d^2 Y_2 / dt^2 = G_2 + F_{cm2} + F_{a2} + F_{02} - F_{23} - F_2 \times \cos(\alpha/2) - F_{f28} (V_{28} / [V_{28}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_2 V_2.$$

Третий виток стержня болта

$$M_3 d^2 Y_3 / dt^2 = G_3 + F_{cm3} + F_{a3} + F_{03} - F_{34} - F_3 \cos(\alpha/2) - F_{f39} (V_{39} / [V_{39}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_3 V_3.$$

Четвертый виток стержня болта

$$M_4 d^2 Y_4 / dt^2 = G_4 + F_{cm4} + F_{a4} + F_{04} - F_{45} - F_4 \cos(\alpha/2) - F_{f410} (V_{410} / [V_{410}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_4 V_4.$$

Пятый виток стержня болта

$$M_5 d^2 Y_5 / dt^2 = G_5 + F_{cm5} + F_{a5} + F_{05} - F_{56} - F_5 \cos(\alpha/2) - F_{f511} (V_{511} / [V_{511}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_5 V_5.$$

Шестой виток стержня болта

$$M_6 d^2 Y_6 / dt^2 = G_6 + F_{cm6} + F_{a6} + F_{06} - F_{67} - F_6 \cos(\alpha/2) - F_{f612} (V_{612} / [V_{612}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_6 V_6.$$

Первый виток гайки

$$M_7 d^2 Y_7 / dt^2 = G_7 + F_{cm7} + F_{a7} + F_{01} - F_{78} - F_1 \times \cos(\alpha/2) - F_{f17} (V_{17} / [V_{17}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_7 V_7.$$

Второй виток гайки

$$M_8 d^2 Y_8 / dt^2 = G_8 + F_{cm8} + F_{a8} + F_{28} - F_{89} - F_2 \times \cos(\alpha/2) - F_{f28} (V_{28} / [V_{28}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_8 V_8.$$

Третий виток гайки

$$M_9 d^2 Y_9 / dt^2 = G_9 + F_{cm9} + F_{a9} + F_{39} - F_{910} - F_3 \cos(\alpha/2) - F_{f39} (V_{39} / [V_{39}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_9 V_9.$$

Четвертый виток гайки

$$M_{10} d^2 Y_{10} / dt^2 = G_{10} + F_{cm10} + F_{a10} + F_{1011} - F_{1011} - F_4 \cos(\alpha/2) - F_{f410} (V_{410} / [V_{410}]) \times \sin(\alpha/2) - \lambda_{10} V_{10}.$$

Пятый виток гайки

$$M_{11} d^2 Y_{11} / dt^2 = G_{11} + F_{cm11} + F_{a11} + F_{1112} - F_{1112} - F_5 \cos(\alpha/2) - F_{f1112} (V_{1112} / [V_{1112}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_{11} V_{11}.$$

Шестой виток гайки

$$M_{12} d^2 Y_{12} / dt^2 = G_{12} + F_{cm12} + F_{a12} + F_{012} - F_{67} - F_6 \cos(\alpha/2) - F_{f612} (V_{612} / [V_{612}]) \sin(\alpha/2) - \lambda_{12} V_{12}.$$

Здесь $G_0, G_1, G_2, G_3, G_4, G_5, G_6, G_7, G_8, G_9, G_{10}, G_{11}, G_{12}$ - веса элементов упругой модели резьбового соединения;

$F_{cm0}, F_{cm1}, F_{cm2}, F_{cm3}, F_{cm4}, F_{cm5}, F_{cm6}, F_{cm7}, F_{cm8}, F_{cm9}, F_{cm10}, F_{cm11}, F_{cm12}$ - статические усилия, действующие на элементы упругой модели резьбового соединения;

$F_{a0}, F_{a1}, F_{a2}, F_{a3}, F_{a4}, F_{a5}, F_{a6}, F_{a7}, F_{a8}, F_{a9}, F_{a10}, F_{a11}, F_{a12}$ - амплитуды усилий, действующие на элементы упругой модели резьбового соединения;

$\lambda_0, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \lambda_5, \lambda_6, \lambda_7, \lambda_8, \lambda_9, \lambda_{10}, \lambda_{11}, \lambda_{12}$ - коэффициенты вязкого демпфирования элементов упругой модели резьбового соединения.

Сила затяжки болта задается вытяжкой стержня болта на величину деформации его в упругой системе под действием этой силы затяжки. Так, при жесткости стержня болта на растяжение $CI = 31,5$ МН/м и усилия затяжки 20 кН эта вытяжка равна $\delta = 0,07$ мм. Амплитуда переменного усилия на крышку передавалась непосредственно на массу крышки. А при возбуждении со стороны корпуса амплитуда смещений его подбиралась так, чтобы в контакте корпуса и гайки амплитуда переменных усилий равнялась заданной. Так, при жесткости шайбы под гайкой $C7=16336$ МН/м (стальная шайба) и потребном усилии в контакте корпуса и гайки 5000 Н амплитуда вибраций корпуса равна $\delta = 0.30607$ мкм.

Мощность трения в контакте каждой пары витков резьбового соединения:

$$M_{f1} = F_{f1} \cdot V_{17}; M_{f2} = F_{f2} \cdot V_{28};$$

$$M_{f3} = F_{f3} \cdot V_{39}; M_{f4} = F_{f4} \cdot V_{410};$$

$$M_{f5} = F_{f5} \cdot V_{511}; M_{f6} = F_{f6} \cdot V_{612}.$$

Работа сил трения в контакте каждой пары витков резьбового соединения за один период вынужденных колебаний:

$$R_{f1} = (M_{f1})_{cp} \cdot V_{17} \cdot (2\pi/\omega);$$

$$R_{f2} = (M_{f2})_{cp} \cdot V_{28} \cdot (2\pi/\omega);$$

$$R_{f3} = (M_{f3})_{cp} \cdot V_{39} \cdot (2\pi/\omega);$$

$$R_{f4} = (M_{f4})_{cp} \cdot V_{410} \cdot (2\pi/\omega);$$

$$R_{f5} = (M_{f5})_{cp} \cdot V_{511} \cdot (2\pi/\omega).$$

Здесь $(M_{f1})_{cp}, (M_{f2})_{cp}, (M_{f3})_{cp}, (M_{f4})_{cp}, (M_{f5})_{cp}, (M_{f6})_{cp}$ - средние значения мощностей трения в каждой паре витков за один период вынужденных колебаний. Так как в упругой модели по рис. 1,в только 5 витков в контакте, то для нее $M_{f1} = 0$ и $R_{f1} = 0$.

Такой же алгоритм принят для исследования динамики резьбового соединения с подвешенным грузом по рис. 1,а, в которой

все шесть витков резьбы находятся в контактах.

При исследовании динамики упругих систем с учетом сил трения в витках резьбы большинство расчетов производилось при резонансных частотах. Для этого производилась линеаризация дифференциальных уравнений движения элементов упругих систем и по существующим в теории колебаний методам определялись собственные частоты исследуемых упругих моделей. В табл. 1 приведены результаты расчетов собственных частот упругих систем по рис. 1,а и рис. 1,в.

Таблица 1. Собственные частоты резьбового соединения по рис. 1а, б (в Гц)

Число дискретных масс (участков)		
10	8	6
18 690	17 550	16 030
61 770	60 160	58 190
109 350	107 260	103 950
156 410	152 300	144 520
200 470	192 270	175 950
240 020	225 250	195 790
273 920	249 820	
301 230	264 960	
321 260		
333 490		

Параметры элементов упругих систем, кроме указанных выше, следующие: жесткости подвески груза и крышки котла $CI=C13=40$ МН/м; жесткость стержня предварительно затянутого болта $CI=314,1$ МН/м; жесткости стальных прокладок $C7=16336$ МН/м. Видно, что варианты рассматриваемых моделей резко отличаются только первыми двумя собственными частотами, при которых в основном принимают участие присоединенные массы упругих систем, а элементы резьбовых пар участвуют как единое целое. Все собственные частоты выше второй собственной формы во всех рассмотренных вариантах упругих моделей не очень сильно отличаются друг от друга, а последние, высокие частоты, почти одинаковые. В табл. 2 приведены значения собственных частот в продольном направлении круглого стального стержня диаметром 10 мм при разбиении его на различное число равных дискретных участков (многомассовая упругая система), как это сделано и в рассматриваемых выше упругих моделях (алго-

ритм расчета такой же, как и приведенные выше).

Таблица 2. Собственные частоты вдоль своей оси круглых стальных стержней при разбиении их на различное число дискретных масс (участков)

По рис. 1,а		По рис. 1,в	
Вес груза 50 кг		Вес крышки 50 кг	
Частота вращения вибратора, об/мин	Частота, Гц	Частота вращения вибратора, об/мин	Частота, Гц
8435	140,6	8451	140,9
6 362 906	106 048	6 383 221	106 387
19 948 690	332 478	19 750 110	329 169
33 773 500	3562 892	26 374 720	439 579
38 365 840	639 431	34 251 270	570 855
41 671 950	694 533	39 454 440	657 574
46 306 860	771 781	46 301 320	771 689
49 323 620	822 060	47 283 210	788 054
55 973 700	932 895	55 951 090	932 518
58 066 840	967 781	56 834 820	947 247
62 096 000	1 034 933	62 099 500	1 034 992
65 665 320	1 094 422	65 089 180	1 084 820
70 734 210	1 178 904	70 589 340	1 176 489

Видно, чем на большее число участков разбит стержень при одной и той же длине, тем большее число и несколько выше значения собственных частот стержня. Но значения их не очень сильно отличаются друг от друга. При этом очень важно отметить, что собственные частоты при одной и той же длине стержня, но при разных диаметрах, при раз-

биении его на одинаковое число дискретных участков абсолютно одинаковые. Все эти данные показывают, что результаты исследований динамики упругих моделей с резьбовыми соединениями, приведенные в данной работе, могут служить прототипом для большинства других упругих моделей в проектировочных исследованиях и расчетах динамики изделий с резьбовыми соединениями.

На рис. 2 приведены графики распределения усилий по виткам идеально точной по изготовлению (все шаги одинаковые на стержне болта и на теле гайки) резьбы М10 в процентном отношении к нагрузке на стержень болта в статике. Расчеты проведены методом конечных элементов по программному комплексу ANSYS. На рис. 2,а при шести витках в контакте и по два витка свободных (не в контакте) до и после гайки применительно к изделию по рис. 1,а, а на рис. 2,б распределение усилий по виткам резьбы в статике при пяти витках в контакте без свободных (не в контактах) витках до и после гайки применительно к изделию по рис. 1,в. В этих расчетах учтены все виды деформаций элементов резьбовых соединений (неравномерность сжатия стержня и растяжения тела гайки, а также скручивание тела гайки в радиальной плоскости), а не только растяжение и сжатие соответственно элементов стержня и тела гайки.

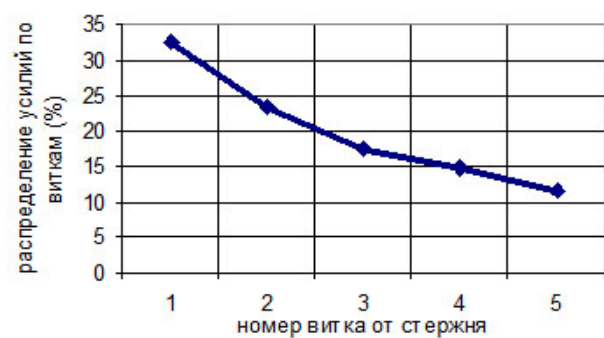
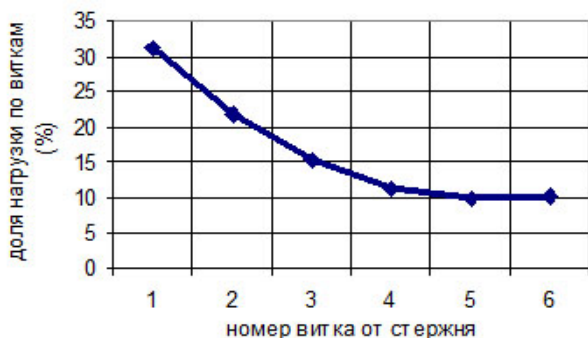


Рис.2. Распределение усилий по виткам идеально изготовленной резьбы (одинаковые размеры шагов стержня и гайки): в контакте шесть витков и по два свободных (не в контакте) до и после гайки (а); в контакте пять витков и свободных (не в контакте) до и после гайки нет

Видно, что, во-первых, первый виток воспринимает на себя не 52 % (чуть больше чем половина) всей нагрузки (как принято в технической учебной литературе), а только приблизительно третью часть (32...33%) от неё. Во-вторых, наличие свободных от нагрузки витков как до, так и после контакти-

рующих витков несколько снижает (на 2...3%) нагрузку на первый виток. При высоких же частотах возбуждения переменными усилиями, и особенно через корпус изделия, распределение переменных усилий по виткам резьбовых соединений может быть совсем не таким, как в статике (по Жуков-

скому). Так, на рис. 3,а показано распределение переменных усилий по виткам изделия с канатом по рис. 1,а при возбуждении от корпуса при частоте вращения вибратора $n = 6\ 362\ 906$ об/мин (106 048 Гц) – вторая соб-

ственная частота упругой системы. Видно, что амплитуды переменных усилий на втором и третьем витках больше чем на первом и все витки вибрируют в одинаковой фазе.

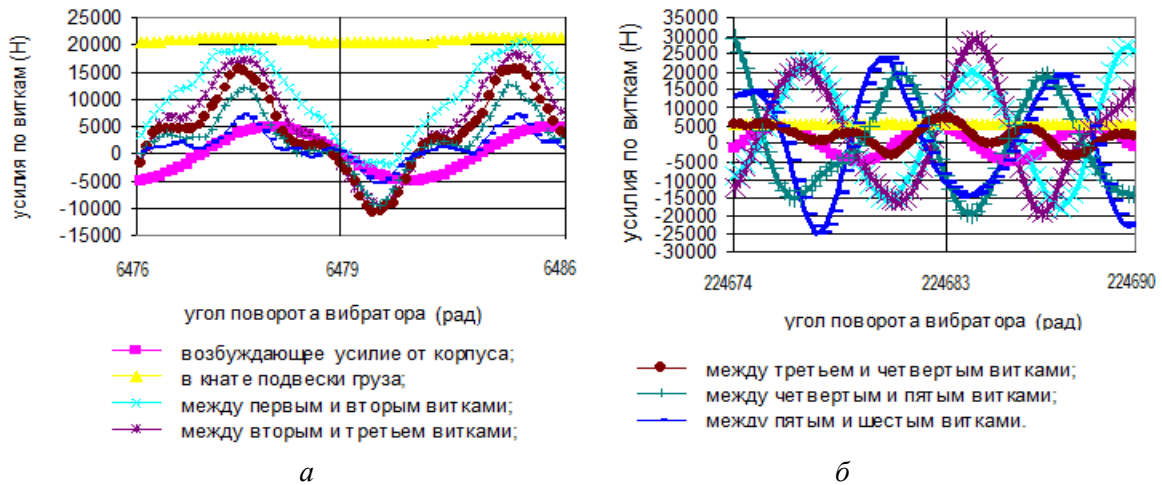


Рис. 3. Усилия в витках изделия с канатом (по рис. 1,а) при возбуждении от корпуса при частоте вращения вибратора $n = 6\ 362\ 906$ об/мин (106 048 Гц) (а) и $n = 33\ 773\ 500$ об/мин (562 892 Гц) (б)

На рис. 3,б показано распределение переменных усилий на этом же изделии при возбуждении от корпуса при частоте вращения вибратора $n=33773500$ об/мин (562892 Гц) – четвертая собственная частота упругой системы. В этом случае амплитуды переменных усилий на всех витках, кроме среднего, приблизительно одинаковые, но по два витка в противофазе друг к другу. В обоих случаях статическая нагрузка на канате 20 кН, корпус под гайкой вибрирует с амплитудой 0,3 мкм (что соответствует усилию 5 кН) и коэффициент трения в витках $f = 0,1$. Надо отметить, что визуально демпфирование вибраций в пределах рассматриваемого диапазона не происходило.

Величина и характер остаточных вибраций в изделиях после сброса нагрузки зависит не только от коэффициентов трения в витках резьбы, но также от частоты возбуждения вибратором и от собственных частот упругой системы, а также от фазы колебаний вибратора. Это видно на графиках рис. 4,а,б в случае возбуждения изделия с крышкой по рис. 1,в через корпус с частотой вибратора $n = 5000$ об/мин (83 Гц). Корпус вибрирует под прокладкой гайки с амплитудой 0.3 мкм, что равносильно усилию в 5 кН. На рис. 4,а угол сброса нагрузки $\varphi = (2\pi\ 487)$ рад, а на рис. 4,б $\varphi = (2\pi\ 487)$ рад. Коэффициент трения в витках в обоих случаях $f = 0,1$.

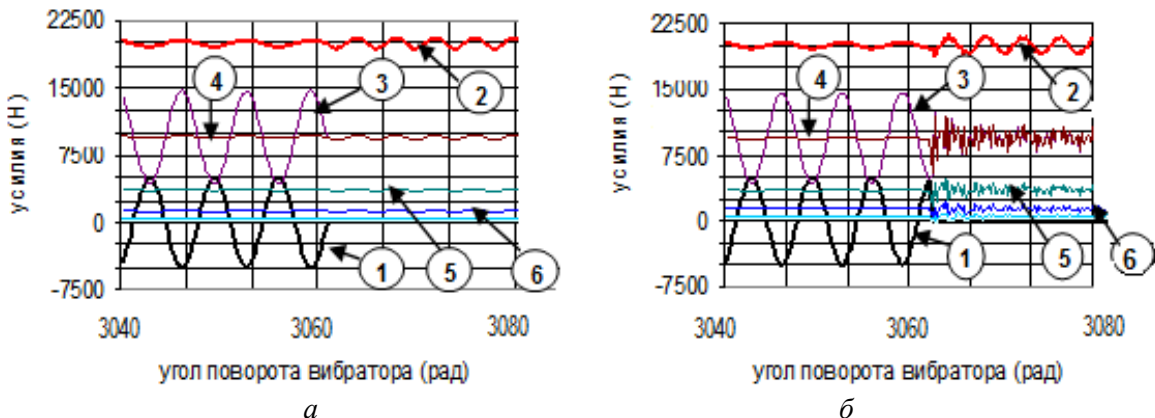


Рис. 4. Усилия в витках изделия с крышкой по рис. 1,в,г при возбуждении от корпуса при частоте вращения вибратора 5000 об/мин при $f = 0,1$ и угле сброса нагрузки $(2\pi\ 487,0)$ рад (а); $(2\pi\ 487,2)$ рад (б). Усилия: 1 – возбуждения корпуса; 2 – в крышке; 3 – в стержне болта; 4 – между вторым и третьим витками; 5 – между третьим и четвертым витками; 6 – между четвертым и пятым витками

Во-первых, видно, что после мгновенного сброса нагрузки система мгновенно начинает колебаться с собственными частотами, которые близки к частоте возбуждения вибратором. Во-вторых, амплитуды вибраций после сброса нагрузки могут быть либо больше вынужденных для всех элементов упругой системы, либо для одних больше, а для других меньше. В-третьих, во втором случае, кроме вибраций по ближайшей собственной частоте, возникают вибрации и с частотами более высокого порядка, которые накладываются на основные и увеличивают суммарные амплитуды. Распределение переменных усилий такое же, как и в статике. Распределение усилий по виткам резьбы очень сильно зависит также от точности изготовления шагов и соотношения жесткостей стержня болта или шпильки и тела гайки. Но такие исследования мы здесь не приводим.

Расчеты резьбовых соединений на прочность, особенно проектировочные, в условиях нагружения изделий переменными усилиями обычно ведутся с использованием коэффициентов внешней нагрузки. Коэффициент внешней переменной нагрузки χ - это отношение амплитуды переменного усилия на данный элемент изделия к амплитуде переменного усилия, действующего на изделие. Как правило, его оценивают по соотношению жесткостей элементов резьбового соединения и по характеру и месту приложения нагрузки к элементам соединения в режиме статики. Но как показано в настоящем исследовании, этого совершенно недостаточно, да и неверно в условиях динамики изделий. В проектировочных расчетах изделий с предварительной затяжкой резьбовых соединений принимается, например, $\chi = 0.3$. То есть принимается, что на любой элемент изделия передается только 30 % от амплитуды внешней нагрузки. Конечно, так мы делали раньше, когда у нас не было возможностей производить с помощью современной вычислительной техники моделирование динамики механизмов, в том числе и в проектировочной стадии. Так как усилия в условиях динамики изделий переменные во времени, то коэффициенты внешней нагрузки для любого элемента упругой системы в любой момент времени в рассматриваемых нами изделиях математически определялись следующим образом. На определенном интервале

времени (например, на каждом шаге вывода результатов расчета на печать) определялось максимальное и минимальное значения усилий в каждом элементе упругой системы. По этим значениям определялись среднее значение усилия в заданном интервале времени как полусумма максимального и минимального значений и амплитуда усилия в этом же интервале как полуразность экстремальных значений. Отношение полученного значения амплитуды усилия к амплитуде внешних вынужденных колебаний на изделие и определяет коэффициент внешней переменной нагрузки на элемент упругой системы, по которому можно рассчитывать его на усталостную прочность.

В зависимости от упругих свойств системы, от собственных частот и форм колебаний её, от частоты и места приложения нагрузок коэффициенты внешней нагрузки для каждого элемента изделия могут быть совершенно различными. На рис. 5,а приведен график зависимости коэффициентов внешней переменной нагрузки на первый виток резьбы как от веса подвешенного груза, так и от частоты возбуждения вибратором для упругой модели по рис. 1,а с грузом, подвешенным на канате в зависимости от частоты вращения вибратора, расположенного на грузе. Видно, как сильно зависит коэффициент внешней нагрузки и от веса подвешенного груза, и от частоты возбуждения вибратора. Максимальное значение коэффициента внешней нагрузки $\chi = 4,2$ при весе груза 100 кг и частоте возбуждения вибратором 100 Гц. А при частоте возбуждения больше чем 130 Гц он становится уже меньше единицы и далее с увеличением частоты возбуждения стремится к нулю. На рис. 5,б аналогичные графики приведены для упругой модели резьбового соединения с крышкой по рис. 1,в. Так же, как и в предыдущем случае, коэффициент внешней нагрузки очень сильно зависит и от массы крышки, и от частоты возбуждения упругой системы. Только в отличие от предыдущей модели изделия максимальное значение коэффициента внешней нагрузки $\chi = 35$ получается для случая меньшего значения веса крышки – 10 кг. Таким образом следует, что с точки зрения усталостной прочности резьбовых соединений выгодно делать упругие системы закритическими.

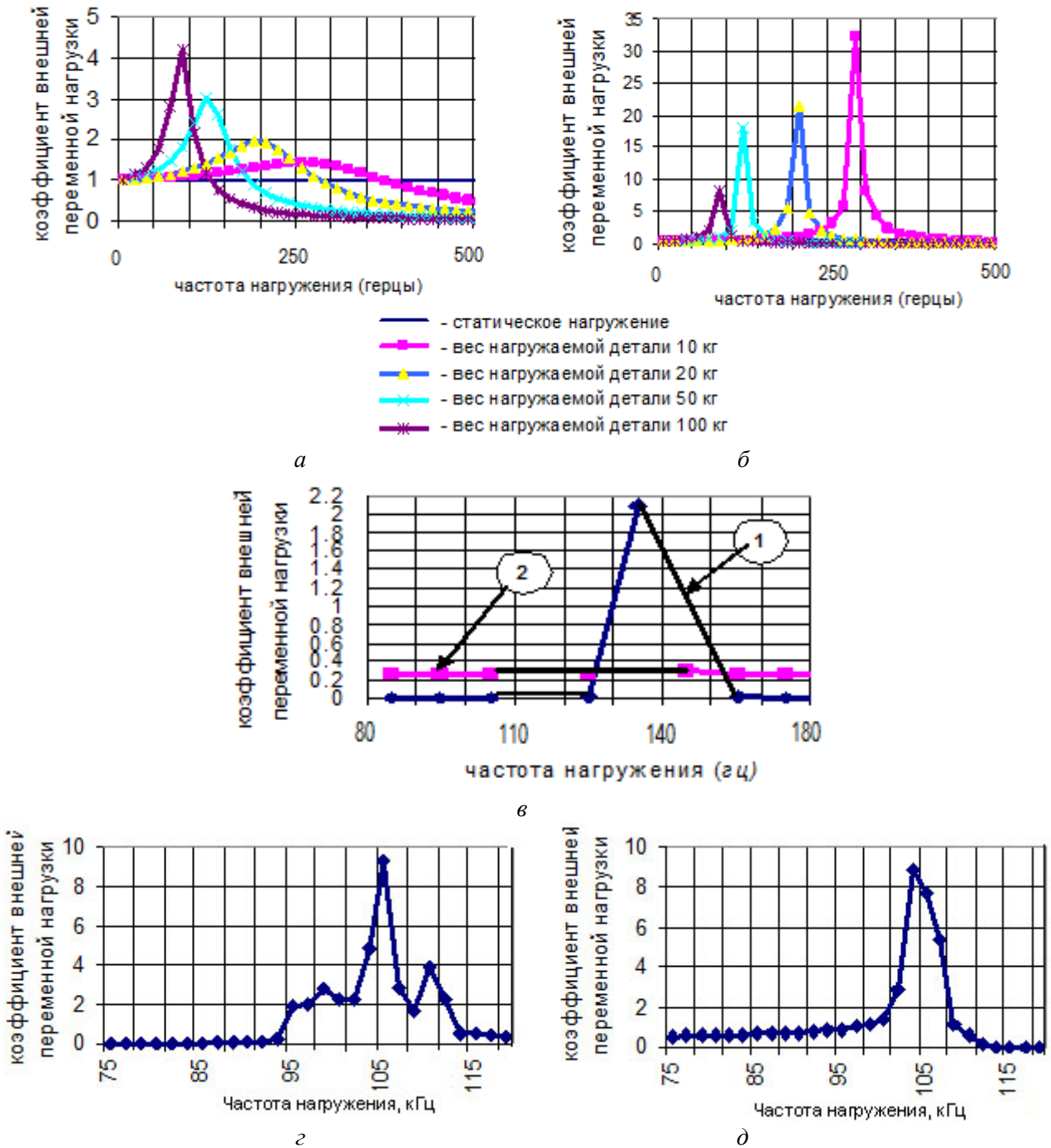


Рис. 5. Коэффициенты внешней нагрузки на первый виток резьбы в зависимости от частоты нагружения изделий по рис 1, а (а, в, г) и по рис 1, в (б, в, д) вибратором при статической нагрузке на присоединенные массы 20 000 Н и переменной 5000 Н возбуждением на груз (а), на крышку (б), от корпуса (в, г, д)

Выводы по распределению усилий по виткам.

1. В упругих системах с резьбовыми соединениями собственные частоты системы делятся, как правило, на две группы. Одна группа низких частот, в которой элементы резьбовых деталей колеблются как единое целое вместе с остальными элементами упругой системы, и вторая группа высоких частот, в которых уже элементы резьбовых

деталей колеблются по своим собственным формам и частотам.

2. При низких частотах, когда элементы резьбовых деталей колеблются как единое целое, распределение усилий по виткам идеально точной по изготовлению резьбы происходит по Жуковскому Н.Е., когда приблизительно половина нагрузки берет на себя первый виток. А при высоких частотах, когда уже резонируют элементы самих резь-

бовых деталей (витки стержней и гаек), распределение переменных усилий по виткам в динамике может быть совершенно не таким, как при статическом нагружении.

3. Высокочастотные вибрации упругих элементов резьбы легко возбуждаются через опорные поверхности гаек, то есть от вибраций (тряски) корпусов, при этом остальные элементы упругой системы практически могут даже не возбуждаться.

4. Интенсивность вибраций изделий с резьбовыми соединениями зависит от места приложения возбуждения. Если это место является пучностью собственной формы или близко к ней, то интенсивность вынужденных колебаний будет высокая. Если же это место является узлом собственной формы или близко к нему, то вибраций изделия может совсем не быть.

5. На распределение усилий по виткам резьбы очень сильно влияет точность изготовления элементов самой резьбы, особенно разношаговость витков, а также жесткости стержня и тела гайки (эти исследования здесь не приводятся).

Выводы по коэффициенту внешней нагрузки.

1. Как правило, его оценивают по соотношению жесткостей элементов резьбового соединения по характеру и месту приложения нагрузки к элементам соединения в режиме статики. Но как показано в настоящем исследовании, этого совершенно недостаточно в условиях динамики изделий. Коэффициенты внешней переменной нагрузки могут быть в широком диапазоне от нескольких десятков до нуля.

2. Чаще всего переменные усилия, действующие на резьбовые соединения в условиях динамического нагружения всего изделия, неизвестны. Поэтому в расчетах необходимо создавать математические модели динамики изделия с учетом упругих свойств самих резьбовых соединений и их способностей к демпфированию, для того чтобы рассчитывать изделия и их резьбовые соединения на усталостную прочность и износостойкость (в том числе и на фреттинг-коррозию). Приблизительно нужно делать так, как это сделано в настоящем исследовании.

FORCES DISTRIBUTION IN THREAD AND EXTERNAL ALTERING LOAD FACTOR IN THREAD JOINT UNDER STRUCTURES VIBRATION

© 2011 M. I. Kurushin, A. M. Kurushin, I. S. Barmanov

Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov
(National Research University)

According to teaching literature sources and in an engineering practice there is the rule to use the same type distribution of variable dynamic load in thread as the static one for thread strength calculation under variable acting load. Performed numerical investigation shows that it is not quite right and distribution of the dynamic load in thread can be different from the static distribution depends on thread joint elements stiffness and elastic and inertial properties of whole structure as well. External variable load factor and load distribution in thread in structures with thread joints have to be defined taking into account whole structure dynamic properties. In order to increase endurance strength of thread joints subjected to vibration it is necessary to tune off a design from any resonances.

Elastic model, thread joint, natural frequency and shape, load distribution in thread, external load factor for thread joint element strength calculation.

Информация об авторах

Курушин Михаил Иванович, кандидат технических наук, доцент, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 336-98-52. Область научных интересов: динамика и прочность механизмов и элементов конструкции машин.

Курушин Александр Михайлович, инженер, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). Тел.: (846) 336-98-52. Область научных интересов: динамика и прочность механизмов и элементов конструкции машин.

Барманов Ильдар Сергеевич, аспирант кафедры «Основы конструирования машин», Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: isbarmanov@mail.ru. Область научных интересов: конструкция опорных узлов авиационных двигателей.

Kurushin Michail Ivanovich, Candidate of technical Sciences, associate professor, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 336-98-52. Area of research: design of basic knots of aviation engines.

Kurushin Alexandre Michailovich, ingener, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). Phone: (846) 336-98-52. Area of research: design of basic knots of aviation engines.

Barmanov Ildar Sergeevich, the post-graduate student of department Bases of designing of machines, Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolyov (National Research University). E-mail: isbarmanov@mail.ru. Area of research: design of basic knots of aviation engines.