

УДК 629.535.33

А. В. ЛОСЬ

Государственное предприятие «Антонов»

ВЛИЯНИЕ КОСОСИММЕТРИЧНОЙ НАГРУЗКИ НА ИЗГИБНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В СТЫКУЮЩИХ ПОДСБОРКАХ ШАРНИРНЫХ САМОЛЕТНЫХ УЗЛОВ

Предложена расчетная модель определения изгибных напряжений в основных стыкующих деталях шарнирного узла. Установлено, что при кососимметричном нагружении узла в его стыкующей подборок образуются две зоны (близко к плоскостям разъема), в которых уровень изгибных напряжений превышает уровень внешней нагрузки на величину коэффициента избыточности α_{σ}^M . С помощью предложенной модели исследовано влияние основных геометрических параметров и механических свойств материалов на изменение величины α_{σ}^M . Установлено, что величина α_{σ}^M в 1,5...2 раза превышает уровень действующего на узел момента, что и является первопричиной усталостных разрушений стыкующих подборок. Проведенные экспериментальные исследования на тестовых и натурных узлах подтвердили достоверность определения α_{σ}^M в стыкующих подборок шарнирных узлов, воспринимающих и передающих кососимметричную нагрузку.

Ключевые слова: шарнирный узел, стыкующие подборок, изгибные напряжения, коэффициент избыточности α_{σ}^M .

Введение

В ряде случаев основные агрегаты самолета стыкуются между собой с помощью шарнирных узлов, обеспечивающих ограниченную подвижность между стыкуемыми объектами. Такие узлы имеют статус особо ответственных [1].

С помощью таких узлов стыкуются агрегаты, образующие Т-образные хвостовые оперения, пилоны двигателей и крыло, целый ряд узлов шасси и механических каналов управления.

Особая ответственность таких узлов оговорена и при их расчете на статическую прочность, и при обеспечении их надежности. Так, например, в узлах рассматриваемого типа вместо стыкующих монолитных деталей (болт, ось) часто используют так называемые стыкующие подборок (рис. 1, а), состоящие из основной несущей детали (1) и стяжки (2), поддерживающей основную деталь в рабочем состоянии даже при ее усталостном разрушении.

Исследованию напряженно-деформированного состояния и усталостной долговечности таких конструкций посвящен ряд ранее опубликованных работ [2, 3], отличительной особенностью которых является анализ проблемных вопросов, связанных с износом и усталостью при симметричном нагружении узла, когда стыкующая подборок воспринимает и передает силу P (симметричное нагружение).

Однако в целом ряде случаев узлы рассматриваемого типа воспринимают и через стыкующую подборок передают кососимметричную нагрузку –

момент M (рис. 1 б). В такой конструкции и напряженно-деформированное состояние (рис. 1 б, в) и усталостная долговечность её стыкующей детали существенно меняются и требуют своего исследования.

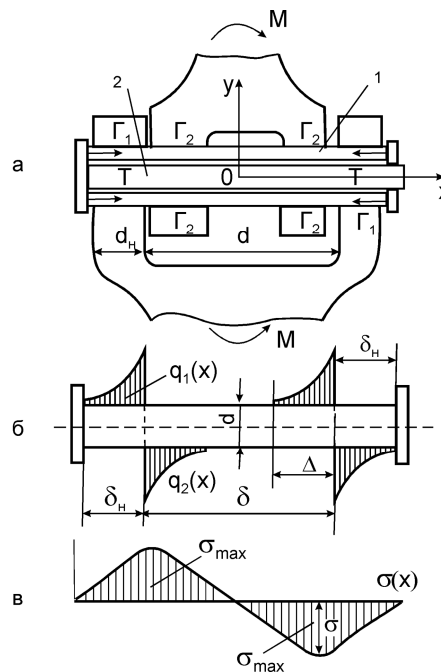


Рис. 1. К расчетной модели шарнирного узла при кососимметричном (M) нагружении: а – схема узла со стыкующей подборок (1, 2); б – нагружение стыкующей детали узла; в – эпюра напряжений в детали (1)

С учетом таких обстоятельств целью данной работы является исследование влияния конструктивно-технических параметров шарнирных узлов на величины изгибных напряжений в несущей детали стыкующей подборки при кососимметричном её нагружении (рис. 1, в).

Формирование расчетной модели

В основу расчетной модели положено распределение погонных усилий $q_1(x)$ и $q_2(x)$, возникающих вдоль стыкующей подборки при её моментном нагружении M (см. рис. 1, б).

Кроме того, в расчетную модель заложены исходные положения метода обеспечения долговечности подвижных самолетных узлов [4], а именно:

$$\alpha_\tau = \frac{\tau}{\tau_\sigma} < \alpha_\sigma = \frac{\sigma_p}{\sigma_b} \text{ при } K^M = \frac{M}{M_p} < 0,67,$$

где τ , τ_p – действующие и разрушающие напряжения в стыкующей подборке;

σ , σ_b – действующие и разрушающие напряжения в несущей детали стыкующей подборки;

M , M_p – действующий и разрушающий моменты для стыкующей подборки;

$K^M = \frac{M}{M_p}$ – уровень внешней нагрузки, приложенной к узлу.

Как показано в работе [4], в стыкующей подборке при $M < 0,67M_p$ отношение

$$\frac{\alpha_\sigma}{K^M} = \alpha_\sigma^M. \tag{1}$$

При этом коэффициент избыточности изгибных напряжений α_σ^M превышает 1,0, т.е. уровень изгибных напряжений в стыкующей подборке всегда превышает уровень действующей на узел нагрузки, что и приводит к её усталостному разрушению.

Как показано в работе [5], значения погонных усилий в зонах контактов оцениваются выражениями

$$q_1(x) = -G_1(y_1(x) - \psi_1(x)), \tag{2}$$

$$q_2(x) = -G_2(y_2(x) - \psi_2(x)), \tag{3}$$

где G_1 и G_2 – модули на смятия материалов стыкуемых деталей;

$y_1(x)$ и $y_2(x)$ – перемещения оси стыкующей подборки [3];

$\psi_1(x)$ и $\psi_2(x)$ – функции характеризующие неровности поверхностей Γ_1 и Γ_2 .

Анализ влияния конструктивно-технологических параметров

Используя такие исходные данные, величину изгибающего момента в любом сечении стыкующей подборки можно записать в следующем виде:

$$M(x) = \int_{\frac{\delta}{2} - \Delta}^x -q_2(x) \left(x - \left(\frac{\delta}{2} - \Delta \right) \right) + \int_{\frac{\delta}{2}}^x q_1(x) \left(x - \left(\frac{\delta}{2} - \Delta \right) \right) dx, \tag{4}$$

и, соответственно, изгибные напряжения определить из соотношения

$$\sigma(x) = \frac{M(x)}{W(x)}, \tag{5}$$

где $W(x)$ – момент сопротивления основной несущей стыкующей детали по ее длине.

При кососимметричном нагружении шарнирного узла имеются две области максимальных значений изгибных напряжений, которые расположены вблизи плоскостей среза стыкующих подборок (см. рис. 1, в).

На рисунке 2 приведены результаты расчетной оценки α_σ^M по длине стыкующей подборки при

$$n = \frac{2\delta_n}{\delta} = 0,5; \bar{G}_1 = \bar{G}_2 = 0,21.$$

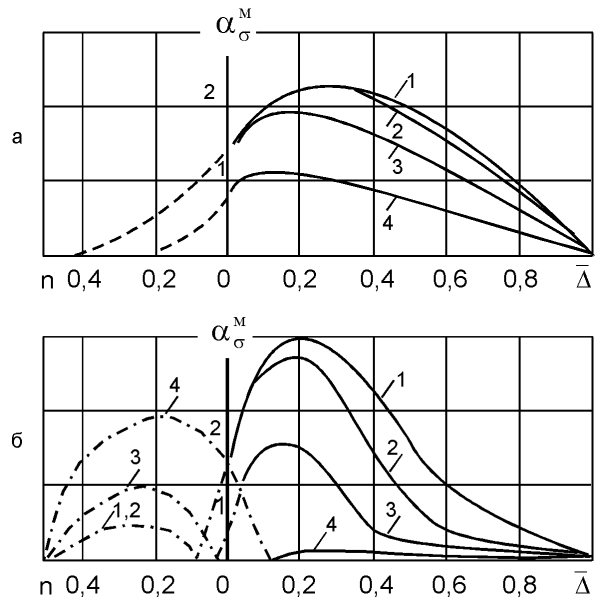


Рис. 2. Влияние конструктивных параметров шарнирного узла на величину α_σ^M : а – $\delta/d = 2$; б – $\delta/d = 6$; 1 – $\bar{\Delta} = 1,0$; 2 – $\bar{\Delta} = 0,6$; 3 – $\bar{\Delta} = 0,4$; 4 – $\bar{\Delta} = 0,2$

Следует отметить, что при $\bar{\Delta} = 0,2$ величина α_{σ}^M в зоне стыкуемой детали больше, чем α_{σ}^M при $\bar{\Delta} = 0,4$, т.е., с ростом δ/d и с увеличением длины стыкующей детали происходит более значительный её изгиб в зоне стыкуемых деталей. В средней части $(0 - \bar{\Delta})$ при $\bar{\Delta} = 0,4; 0,2$ с увеличением δ/d происходит снижение α_{σ}^M .

На основе выражений (4) и (5) также выявлено влияние соотношения толщин соединяемых деталей, т.е. параметра n , на величину коэффициента избыточности нормальных напряжений α_{σ}^M в стыкующей подборке узла (рис. 2).

Численным экспериментом установлено, что с уменьшением $2\delta_n/d$ уровень α_{σ}^M на участке $(0 - \bar{\Delta})$ уменьшается для $\bar{\Delta} = 1; 0,6$, а для $\bar{\Delta} = 0,4$ и $0,2$ происходит возрастание α_{σ}^M . Однако если учесть, что на участке $(0 - n)$ для $\bar{\Delta} = 0,4$ и $0,2$ при $n = 1$ значения α_{σ}^M значительно превосходят α_{σ}^M для участка $(0 - \bar{\Delta})$, то можно отметить, что уменьшение n приводит к снижению напряженного состояния болта. И надо стремиться к уменьшению $\bar{\Delta}$, т. к. при $n = 0,5$ и $\bar{\Delta} = 1$ α_{σ}^M даже больше, чем α_{σ}^M у узлов с $n = 1$.

Из полученных данных становится очевидным, что и величина коэффициента α_{σ}^M и координата σ_{max} по оси x существенно зависят от геометрических параметров, выбираемых при проектировании узлов рассматриваемого типа.

Предложенная методика анализа влияния параметров узла на величину коэффициента избыточности изгибных напряжений в стыкующей подборке α_{σ}^M позволяет оценить и влияние на эту величину различных материалов зон контактов в шарнирном узле.

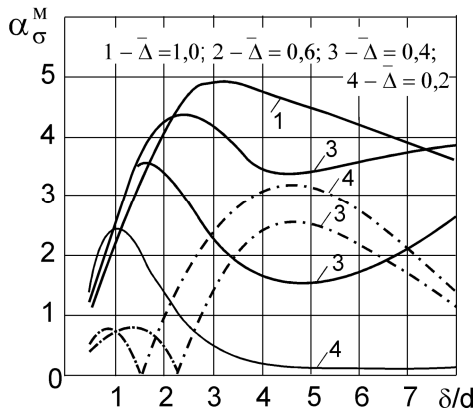


Рис. 3. Влияние модулей \bar{G}_1 и \bar{G}_2 на коэффициент α_{σ}^M : а — $\bar{G}_1 = \bar{G}_2 = 0,21$; б — $\bar{G}_1 = \bar{G}_2 = 0,5$; 1 — $\bar{\Delta} = 1,0$; 2 — $\bar{\Delta} = 0,6$; 3 — $\bar{\Delta} = 0,4$; 4 — $\bar{\Delta} = 0,2$

Так, на рис. 3 при равных геометрических ($n = 1,0$) параметрах узла показано влияние относительных величин модулей на смятие \bar{G}_1 и \bar{G}_2 на величину α_{σ}^M .

Очевидно, что применение в зонах контакта более податливых на смятие материалов стыкуемых деталей ($\bar{G}_1 = \bar{G}_2 = 0,21$) приводит к существенному росту коэффициента α_{σ}^M .

Достоверность определения изгибных напряжений ($\sigma(x)$) на основе выражений (4) и (5) оценивалась с помощью экспериментальных исследований на тестовых и натуральных шарнирных узлах.

Схема расположения тензорезисторов 2ПКП-5-100 при тестовом испытании напряженного состояния стыкующей детали, передающей момент M , показана на рис. 4, а.

Данные такого эксперимента приведены на рис. 4, б. На этом же рисунке представлены величины изгибных напряжений в стыкующей детали узла, полученные на основе выражений (4) и (5).

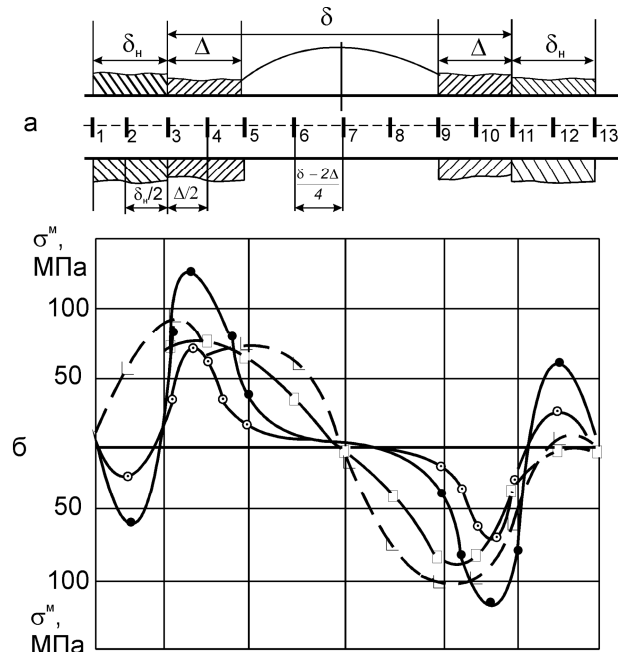


Рис. 4. Распределение изгибных напряжений в стыкующей детали шарнирного узла при моментном ее нагружении. Расчетные значения: $M = 100 \text{ кгс}\cdot\text{м}$; $M = 250 \text{ кгс}\cdot\text{м}$
Экспериментальные данные: \circ , \bullet , \oplus , $-\cdot-\cdot-$

Как следует из приведенных зависимостей, расчетные значения α при $M=100 \text{ кг м}$ достаточно хорошо согласуются с данными эксперимента, а по координате расположения σ_{max} имеются некоторые отличия. При $M = 250 \text{ кг м}$, координаты расположения σ_{max} по оси ox практически идентичны. По ве-

личине σ_{\max} расчетные значения показывают несколько завышенный результат.

Замеры изгибных напряжений $\sigma(x)$ производились и на натурном узле стойки шасси (рис. 5, а). Сравнительная оценка таких замеров приведена на рис. 5, б. При этом следует отметить, что стыкующая деталь этого узла передает не только кососимметричную нагрузку – M , но и симметричную в виде усилия P .

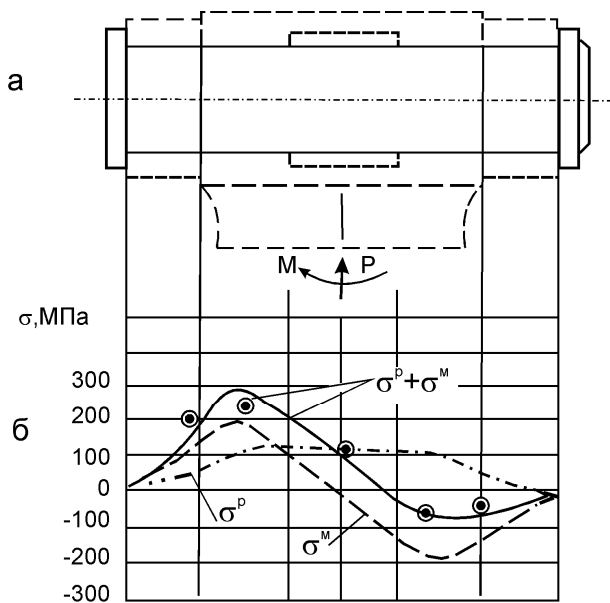


Рис. 5. Расчетные значения:

— от усилия P , — от момента M ,
- - от усилия P и момента M – $(P+M)$.

Экспериментальные данные: • – при действии
усилия момента $(P+M)$

Выводы

Исследовано напряженно-деформированное состояние стыкующих подборок в шарнирных узлах самолетных агрегатов, воспринимающих и передающих моментную нагрузку (кососимметричное нагружение).

Предложена расчетная модель определения изгибных напряжений в основной стыкующей детали узла. С помощью этой модели установлено, что при кососимметричном нагружении в стыкующей подбороке образуются две зоны, расположенные близко к плоскостям разреза, в которых уровень изгибных напряжений превышает уровень внешней нагрузки на величину коэффициента избыточности изгибных напряжений α_{σ}^M .

Исследовано влияние основных геометрических параметров и механических характеристик стыкуемых деталей на величину α_{σ}^M . Показано, что изменение указанных параметров приводит к увеличению α_{σ}^M до 95 %, что и является первопричиной их усталостного разрушения.

Проведенные экспериментальные исследования по определению изгибных напряжений в стыкующих деталях тестовых и натурных узлов подтвердили правомерность использования предложенной расчетной модели при оценке изгибных напряжений в стыкующих деталях узлов, воспринимающих и передающих кососимметричную нагрузку.

Литература

1. Лось, А. В. Анализ усталостных и износных разрушений в предельно нагруженных узлах самолетных агрегатов [Текст] / А. В. Лось // Вопросы проектирования самолетных конструкций : сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Вып. 3(75). – X., 2013. – С. 86–92.
2. Бойцов, Б. В. Комплексное исследование шасси самолета [Текст] / Б. В. Бойцов. – М. : Машиностроение, 1985. – 232 с.
3. Рябков, В. И. Исследование влияния конструктивно-технологических особенностей самолетных узлов на напряженное состояние их элементов [Текст] / В. И. Рябков, С. Е. Шеметов // Вопросы проектирования и производства самолетных конструкций : сб. науч. тр. ХАИ. – Вып. 2. – X., 1979. – С. 52–58.
4. Лось, А. В. Основные положения метода обеспечения долговечности подвижных самолетных узлов в условиях кососимметричного нагружения [Текст] / А. В. Лось // Открытые информационные и компьютерные интегрированные технологии : сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Вып. 62. – X., 2013. – С. 5–12.
5. Лось, А. В. Моделирование условий взаимодействия основных элементов подвижного узла при кососимметричном его нагружении [Текст] / А. В. Лось // Вопросы проектирования самолетных конструкций : сб. науч. тр. Нац. аэрокосм. ун-та «ХАИ». – Вып. 4(76). – X., 2013. – С. 64–72.

Поступила в редакцию 1.06.2014, рассмотрена на редколлегии 17.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф. В. И. Рябков, Национальный аэрокосмический университет им. Н. Е. Жуковского «ХАИ», Харьков.

ВПЛИВ КОСОСИМЕТРИЧНОГО НАВАНТАЖЕННЯ НА ЗГИНАЛЬНІ НАПРУЖЕННЯ В СТИКУВАЛЬНИХ ПІДБОРКАХ ШАРНІРНИХ ЛІТАКОВИХ ВУЗЛІВ

О. В. Лось

Запропоновано розрахункову модель визначення згинальних напружень в основних стиковальних деталях шарнірного вузла. Встановлено, що при кососиметричному навантаженні вузла в його стиковальній підборці утворюються дві зони (близько до площин рознімання), в яких рівень нормальних напружень перевищує рівень зовнішнього навантаження на величину коефіцієнта надмірності α_{σ}^M . За допомогою запропонованої моделі досліджено вплив основних геометричних параметрів та механічних властивостей матеріалів на зміну величини α_{σ}^M . Встановлено, що величина α_{σ}^M в 1,5 ... 2 рази перевищує рівень моменту, що є першопричиною втомних руйнувань стикованих під зборок. Проведені експериментальні дослідження на тестових і натурних вузлах підтвердили достовірність визначення згинальних напружень в стиковальних підборках шарнірних вузлів, що сприймають і передають моментне навантаження.

Ключові слова: шарнірний вузол, стиковальні підборки, згинальні напруження, коефіцієнт надмірності.

EFFECT OF SKEW-SYMMETRICAL LOADING ON BENDING STRESSES IN JOINT SUBASSEMBLIES OF HINGE ASSEMBLIES OF AIRPLANES

A. V. Los'

A calculation model for determining the bending stresses in the main junction parts of the hinge assembly is offered. It is shown that in case of skew-symmetrical loading of an assembly two zones (close to the plane of the junction) are formed, where the level of the normal stress exceeds the level of the external load by the exceeding bending stress coefficient α_{σ}^M . With the aid of the proposed model influence of the main geometrical parameters and mechanical properties of materials on the change of the value α_{σ}^M was studied. It was found that α_{σ}^M exceeds the level of the moment acting on the assembly by the factor of 1.5 ... 2 being the prerequisite for fatigue failures of joint subassemblies. Experimental studies conducted on laboratory specimens and actual parts confirmed the accuracy of the determination of bending stresses in the joint subassemblies of hinge assemblies receiving and transmitting the skew-symmetrical load.

Key words: joint subassembly, hinge assembly, bending stresses, stress coefficient.

Лось Александр Васильевич – заместитель Главного конструктора, государственное предприятие «Антонов», Киев, Украина.