

Н. Г. БЕЛЫЙ

К ВОПРОСУ О ВИБРАЦИЯХ И ВЫНОСЛИВОСТИ ТРУБОПРОВОДОВ

(О некоторых способах снижения вибраций трубопроводов)

Надежность работы гидравлических, топливных, масляных и других систем в значительной степени зависит от прочности трубопроводов. Общая их протяженность на каждом современном летательном аппарате весьма велика. Трубопроводы подвержены воздействию еложного спектра нагрузок, которые могут вызвать разрушения трубопроводов, что почти всегда приводит к выходу из строя той или иной системы. Эксплуатация показывает, что из всех встречающихся разрушений трубопроводов наибольший процент составляют усталостные разрушения, вызванные вибрациями. В связи с этим борьба с вибрациями трубопроводов приобретает важное значение.

Одним из способов снижения вибраций является «отстройка» участков трубопроводов от резонанса. Однако спектр частот собственных колебаний трубопроводов весьма широк. К тому же, из-за различного характера монтажа, а также в результате изменения жесткости опор трубопроводов в процессе эксплуатации и многих других причин, частоты собственных колебаний трубопроводов могут изменяться в широких пределах и, следовательно, совпадать с частотами вынужденных колебаний. Ввиду этого метод «отстройки» далеко не всегда дает необходимый эффект.

Учитывая это, необходимо больше внимания уделять вопросу демпфирования колебаний, предотвращая или уменьшая воздействие источников колебаний на трубопроводы.

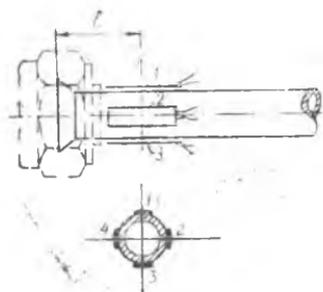
Известно, что к числу основных источников возбуждения колебаний трубопроводов относятся:

а) пульсирующий поток жидкости в трубопроводах, обусловленный работой плунжерных (или шестеренчатых) насосов, вызывающих переменные напряжения в трубах с частотой, равной или кратной частоте пульсации давления жидкости;

б) периодические силы, возникающие при работе силовых установок и вызывающие переменные напряжения в трубах с частотой, равной или кратной оборотам двигателей.

Могут быть и другие источники колебаний, однако исследования вибраций трубопроводов гидравлических систем проведенные на нескольких самолетах различных типов показали, что именно эти источники в значительной степени определяют вибрацию труб и особенно тех, которые расположены в районе гидронасосов и двигателей.

Исследования проводились при работе гидравлических систем на эксплуатационных режимах. При этом определялись частоты колебаний трубопроводов и переменные напряжения, возникающие в них при поперечном изгибе труб, как наиболее опасным с точки зрения возникновения усталостных разрушений в районе ниппелей. Тензодатчики были наклеены вдоль труб рядом с ниппелями (на расстояние 20 мм от конца трубы) и соединялись в соответствии со схемой, приведенной на фиг. 1



Фиг. 1. Схема наклейки и соединения тензодатчиков на трубе

Анализ результатов исследований позволил сделать заключение, часто с целью снижения вибраций трубопроводов необходимо:

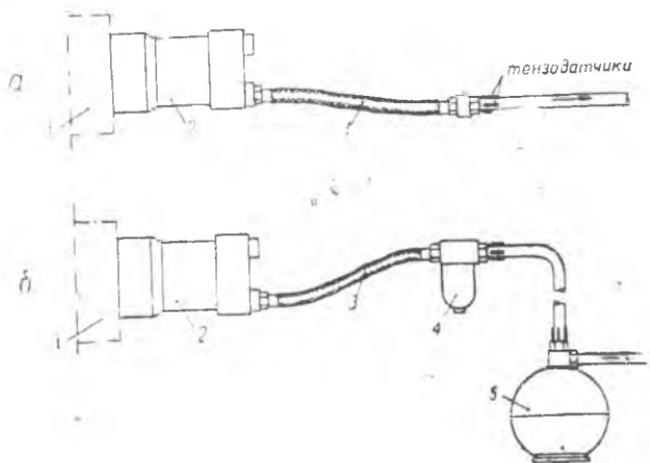
сглаживать пульсирующий поток жидкости за счет постановки в нагнетающих магистралях после насосов демпфирующих элементов (фильтров, гибких шлангов, гидроаккумуляторов и т. д.);

уменьшать воздействие силовых установок на вибрацию гидронасосов и присоединенных к ним труб, удаляя насосы от силовых установок и размещая их в местах с меньшей вибрацией (если это возможно), применяя различные демпферы на опорах, а также устанавливая у насосов вместо труб гибкие шланги.

Такое демпфирование колебаний можно осуществить соответствующим выполнением монтажных схем трубопроводов (особенно их нагнетающих магистралей в районе насоса). На фиг. 2 в качестве примера показаны некоторые варианты таких монтажных схем с применением гибких шлангов, благодаря которым во-первых, несколько сглаживается пульсирующий поток жидкости; во-вторых, уменьшается передача вибраций от насосов, установленных на двигателе, на все последующие трубопроводы, расположенные на самолете; в-третьих, предотвращаются возможные большие деформации труб при перемещении двигателя относительно самолета. Из тех же соображений следует ставить гибкие шланги и на входе в насос (во всасывающей магистрали).

Измерения показали, что для всех вариантов, приведенных на фиг. 2, амплитуды переменных напряжений в стальных трубах нагнетающих магистралей (при внутреннем давлении $P=130$ —

220 кг/см²) не превышают $\sigma_a = \pm 3 \text{ кг/мм}^2$, что значительно ниже предела выносливости развальцованных труб (см. ниже). В то же время следует отметить, что на тех самолетах, на которых нагнетающая магистраль гидросистемы была выполнена без гибких шлангов, трубопроводы в результате воздействия пульсирующего потока жидкости подвергались усталостным разрушениям от вибраций. Напряжения в трубах при этом достигали $\sigma_a = \pm 8 - \pm 9 \text{ кг/мм}^2$ (диаметры труб — 12×10 мм, материал —



Фиг. 2. Монтажные схемы нагнетающих магистралей трубопроводов с применением гибких шлангов и фильтров.
 1 — коробка приводов на двигателе; 2 — плунжерный гидронасос (переменной производительности); 3 — гибкий шланг; 4 — фильтр; 5 — гидроаккумулятор.

IX18H9T, внутреннее давление — $P = 135 \pm 7 \text{ кг/см}^2$). Благодаря установке фильтра и шланга, как показано на фиг. 2б, они снизились до $\sigma_a = \pm 2 \text{ кг/мм}^2$, что позволило устранить разрушения трубопроводов.

На другом типе самолетов гидросистема была выполнена так, что два насоса, расположенные на двух соседних двигателях нагнетали жидкость в одну магистраль (аналогично схеме на фиг. 2б, но без включения гибких шлангов). В результате этого в трубопроводах нагнетающих магистралей на участке от насосов до фильтров наблюдались высокие напряжения ($\sigma_a = \pm 10 - \pm 12 \text{ кг/мм}^2$), которые привели к разрушению труб.

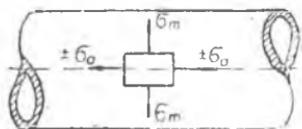
Записи напряжений имели характерные биения, свидетельствовавшие о сложении близких по частоте колебаний давлений жидкости двух пульсирующих потоков. После установки фильтров непосредственно у насосов напряжения в нагнетающих трубопроводах резко снизились.

На некоторых типах самолетов при таком же выполнении монтажных схем с двумя насосами, приводимыми от разных

двигателей, уменьшение вибраций трубопроводов обеспечено благодаря включению гибких шлангов (фиг. 2в).

ВЫНОСЛИВОСТЬ ТРУБОПРОВОДОВ

Наиболее распространенным соединением трубопроводов в моторостроении является соединение с развальцовкой труб (типа «Паркер»). Поперечные изгибные колебания труб, являющиеся наиболее существенными, при определенных условиях вызывают усталостные разрушения трубопроводов в местах их соединений — под ниппелями, в районе развальцовки труб.

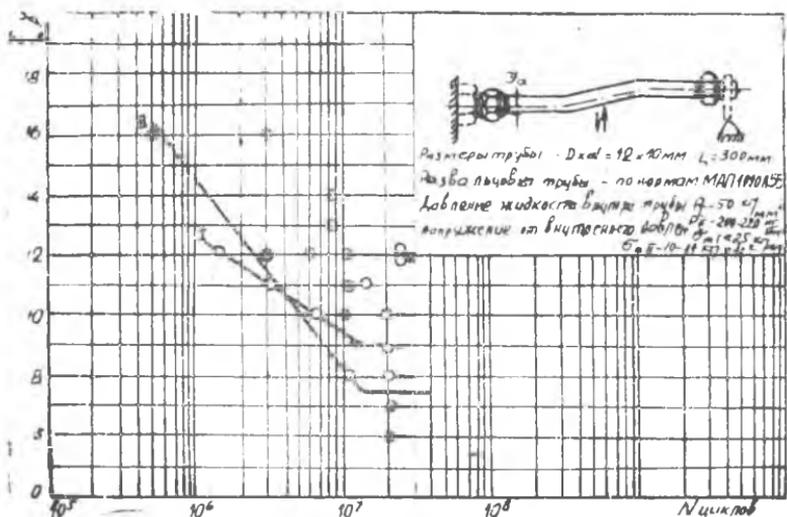


Фиг. 3. Напряжения, действующие в образце трубы при наличии внутреннего давления жидкости и знакопеременном изгибе (Испытание на выносливость).

В связи с этим были приведены вибрационные испытания с целью определения пределов выносливости развальцованных труб такого типа соединения.

Испытаниям подвергались две партии образцов, в одной из которых трубы выполнены из стали IX18H9T, а в другой — из АМгМ. Диаметры труб составляли $D \times d = 12 \times 10$ мм, а их длина — $L = 300$ мм. Размеры ниппелей, накидных гаек и развальцовки труб выполнялись по нормали.

При поперечных изгибных колебаниях труб по симметричному циклу нагружения в них вызывались переменные напряжения $\pm \sigma$.



Фиг. 4. Кривые выносливости развальцованных труб из материалов IX18H9T и АМгМ при знакопеременном изгибе и наличии в них внутреннего давления жидкости.

Кроме того, внутри труб поддерживалось постоянное давление жидкости (масла), которое вызывало постоянное напряжение σ_m (фиг. 3). В образцах труб из стали IX18H9T при давлении $P=200-220 \text{ кг/см}^2$ эти напряжения составляли $\sigma_m=10-11 \text{ кг/мм}^2$, а в образцах труб из АМгМ при $P \approx 50 \text{ кг/см}^2$ — $\sigma_m \approx 2,5 \text{ кг/мм}^2$.

Переменные напряжения измерялись и периодически контролировались с помощью тензодатчиков, наклонных в плоскости изгиба в соответствии со схемой на фиг. 1.

Усталостные разрушения труб происходили под ниппелями (на цилиндрической и конической частях трубы).

Результаты испытаний представлены на фиг. 4 и 5, из⁶ которых видно, что пределы выносливости развальцованных труб ($D \times d = 12 \times 10 \text{ мм}$), испытанных при знакопеременном изгибе на базе $(10-20) \times 10^6$ циклов, составляют:

$\sigma_w = 7-8 \text{ кг/мм}^2$ — для труб из стали IX18H9T при статическом напряжении от внутреннего давления жидкости; $\sigma_m = 10-12 \text{ кг/мм}^2$;

$\sigma_w \approx 5 \text{ кг/мм}^2$ — для труб из АМгМ при $\sigma_m \approx 2,5 \text{ кг/мм}^2$.
