

ДЛЯ ТЕХНИКУМОВ

Ю.С.Богданов

Р.А.Михеев

Д.Д.Скулков

КОНСТРУКЦИЯ ВЕРТОЛЕТОВ

*Допущено Министерством авиационной промышленности СССР
в качестве учебника для авиационных техникумов*



Москва

•Машиностроение•

1990

ББК 39.54я723
Б73
УДК 629.735.45.01

Рецензенты: *Казанский вечерний авиационный техникум
и д-р техн. наук проф. С. В. Михеев*

Авторы глав и разделов: Ю. С. Богданов — введение, гл. 16; Р. А. Михеев — гл. 2—6, разд. 7.4, 7.5, 8.1, 9.2, 9.4, 10.3, 10.4, 11.2, 12.3, 13.3; 7.2 (совместно с Д. Д. Скулковым); Д. Д. Скулков — гл. 1, 14, 15, разд. 7.1, 7.3, 8.2, 8.3, 9.1, 9.3, 10.1, 10.2, 10.5, 11.1, 12.1, 12.2, 12.4, 13.1, 13.2.

Богданов Ю. С. и др.

Б73 Конструкция вертолетов: Учебник для авиационных техникумов / Ю. С. Богданов, Р. А. Михеев, Д. Д. Скулков. — М.: Машиностроение, 1990. — 272 с.: ил.

ISBN 5-217-01047-9

Изложены вопросы конструирования частей и деталей вертолета с учетом воздействия переменных нагрузок, возникающих на различных режимах полета. Рассмотрены схемы вертолетов, силовые схемы основных агрегатов и их конструкция, нагрузки, действующие на них. Дано общее представление о процессе проектирования вертолетов и истории их развития. Вопросы конструкции вертолета в целом рассмотрены в совокупности с вопросами прочности и выбора конструктивно-силовых схем и их агрегатов.

Б 2705140400—107—90
038(01)—90

ББК 39.54я723

ISBN 5-217-01047-9

© Ю. С. Богданов, Р. А. Михеев,
Д. Д. Скулков, 1990

ВВЕДЕНИЕ

Вертолетом называется летательный аппарат, способный с помощью несущих винтов совершать вертикальные взлет и посадку, неподвижно висеть в воздухе или перемещаться в любом направлении в заданном диапазоне скоростей. Несущий винт вертолета, создающий подъемную силу, представляет собой вертикально установленный воздушный винт, который приводится во вращение от двигателя через систему механических передач (трансмиссию) или с помощью реактивного привода.

Горизонтальное перемещение вертолета достигается наклоном всего аппарата или осей несущих винтов, в результате чего возникает необходимая составляющая часть тяги.

Способность вертолета вертикально взлетать и садиться, а также неподвижно висеть в воздухе дает ему в ряде случаев большие преимущества по сравнению с другими летательными аппаратами, обеспечивая широкое применение вертолетов как для гражданских, так и для военных целей.

Чтобы яснее представить себе возможности вертолетов и пути их дальнейшего совершенствования, необходимо познакомиться с основными этапами их развития.

Первые упоминания об аппарате, имеющем винт с вертикальной осью вращения, содержатся в работах китайского ученого Го Хуна (320 г. н. э.) [11]. В записках итальянского ученого Леонардо да Винчи, относящихся к 1483—1488 гг., имеется проект летательного аппарата, оборудованного подобным воздушным винтом. В 1754 г. русский ученый М. В. Ломоносов спроектировал и построил «аэродинамическую машинку», представляющую собой модель вертолета, поднимающегося в воздух при помощи несущих винтов. С этого времени начинается первый этап создания вертолетов, характеризующийся многочисленными проектами и исследованиями и закончившийся постройкой в 1907 г. вертолета братьев Бреге и Рише (Франция), впервые оторвавшегося от земли. Многими известными русскими учеными, инженерами и изобретателями в течение этого периода были предложены оригинальные проекты вертолетов и разработаны некоторые принципы, лежащие в основе современного вертолетостроения. Так, А. Н. Лодыгин,

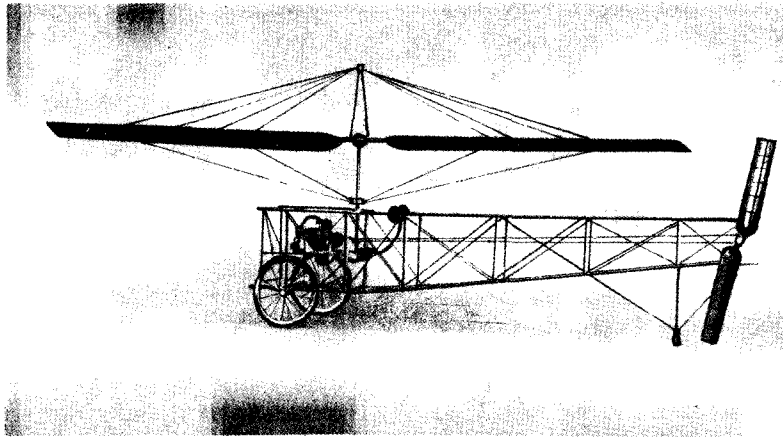


Рис. В.1. Вертолет Б. Н. Юрьева

М. А. Рыкачев, С. С. Неждановский представили свои проекты вертолетов, а известный металлург Д. К. Чернов обосновал и сравнил основные схемы двухвинтовых вертолетов: соосную, продольную и поперечную. Создание вертолета, способного подняться в воздух, стало возможным лишь после того, как двигателестроение и авиационная наука достигли относительно высокого уровня. В конце XIX в. был создан двигатель внутреннего сгорания, начались активные исследования в области аэродинамики, в частности, появились первые работы отечественных ученых Д. И. Менделеева, К. Э. Циолковского, С. К. Дзевецкого, С. А. Чаплыгина. Большой вклад в развитие авиационной науки внес Н. Е. Жуковский. Опубликованная им в 1890 г. работа «К теории летания» и ряд последующих трудов позволили создать первую строго научную теорию воздушных винтов, ставшую основой развития вертолетной техники. В 1912 г. группой учеников Н. Е. Жуковского во главе с Б. Н. Юрьевым был построен вертолет одновинтовой схемы с двигателем в 25 л. с. (рис. В. 1). Недостаток средств и материалов, а также начавшаяся первая мировая война помешали окончательному завершению работ. Тем не менее значение этого вертолета в истории мирового и отечественного вертолетостроения очень велико, так как в процессе его создания Б. Н. Юрьев впервые предложил и строго обосновал схему одновинтового вертолета с вспомогательным рулевым винтом, которая до сих пор используется на многих вертолетах.

Ко второму этапу развития вертолетостроения, продолжавшемуся до конца 30-х годов, относятся работы ученых и кон-

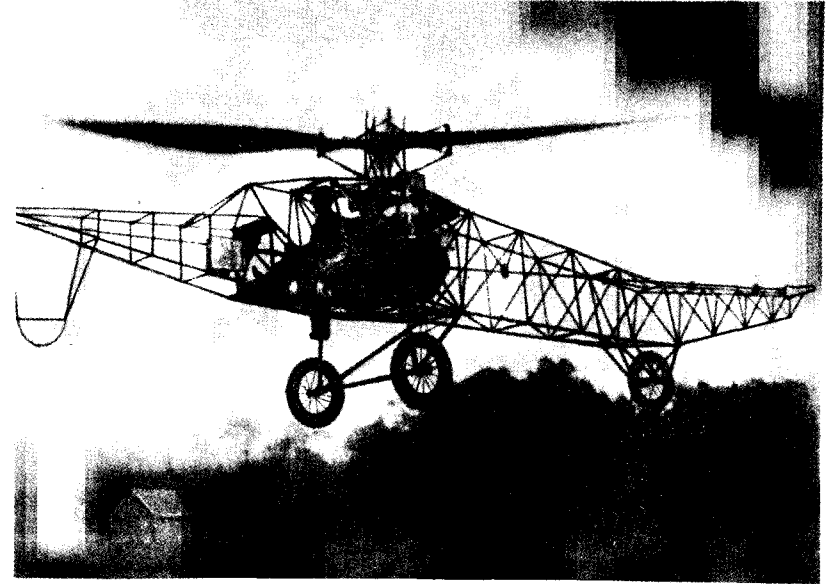


Рис. В.2. Вертолет ЦАГИ 1-ЭА

структоров, добившихся свободного полета вертолетов. В течение этого периода в нашей стране и за рубежом был построен ряд вертолетов, летавших, как правило, вблизи аэродрома. Среди зарубежных следует назвать вертолеты Г. Берлинера (США), П. Пескара (Испания), Г. Ботезата (США), Асканио (Италия), Л. Бреге и Р. Дорана (Франция) и др. Продолжительность полетов вертолетов измерялась минутами, высота — метрами, но эти полеты подтверждали возможность создания вертикально взлетающего аппарата.

В 1925—1926 гг. в ЦАГИ под руководством Б. Н. Юрьева начала работу группа ученых и инженеров по экспериментальному исследованию несущих винтов вертолетов. Силами группы, в которую входили А. М. Изаксон, А. М. Черемухин, К. А. Бункин, И. П. Братухин и др., в 1930 г. был создан первый советский вертолет ЦАГИ 1-ЭА, построенный по одновинтовой схеме (рис. В.2). В 1932 г. на этом вертолете А. М. Черемухин достиг высоты 605 м, более чем в 30 раз превысив мировой рекорд того времени (Асканио, 18 м).

Однако вертолеты того времени представляли собой ненадежные, сложные в управлении летательные аппараты, небезопасные в случае отказа двигателя. О полетах на этих аппаратах за пределы аэродрома нельзя было и думать. Качественный

скачок в вертолетостроении произошел благодаря переходу к несущим системам с шарнирным креплением лопастей, получившим широкое применение на автожирах.

Автожир представляет собой летательный аппарат, у которого крыло заменено несущим винтом, создающим подъемную силу на всех скоростях полета за счет раскручивания от набегающего потока воздуха. При этом в отличие от вертолета никакой мощности к несущему винту не подводится. К середине 30-х годов автожиры зарекомендовали себя как надежные и достаточно совершенные летательные аппараты. Применение несущего винта с шарнирным креплением лопастей позволило значительно улучшить пилотажные характеристики автожиров и повысить прочность их несущего винта. Использование на вертолетах шарнирных несущих винтов решило многие вопросы устойчивости и управляемости вертолетов и сделало полет на них надежным и безопасным. Вертолету стала не страшна остановка двигателя, поскольку несущий винт позволял осуществлять посадку на авторотации.

В 1937—1940 гг. начался новый этап развития вертолетов — этап технической зрелости и совершенствований.

В 1937—1938 гг. в ЦАГИ под руководством И. П. Братухина был создан вертолет ЦАГИ 11-ЭА одновинтовой схемы с шестилопастным шарнирным несущим винтом и двумя рулевыми винтами, установленными на концах небольших крыльев. Взлетев как обычный вертолет, этот аппарат в горизонтальном полете превращался в автожир, так как вся мощность двигателя передавалась на рулевые винты, выполнявшие роль пропеллеров, а несущий винт авторотировал от встречного потока воздуха.

В 1937 г. в Германии конструктором Г. Фокке был построен вертолет FW-61 по двухвинтовой поперечной схеме, у которого два винта, расположенных на фермах по бокам фюзеляжа, вращались в противоположные стороны. При испытаниях вертолет показал выдающиеся для того времени характеристики полета.

В 1938—1939 гг. в США конструктор И. Сикорский построил по одновинтовой схеме вертолет VS-300 с рулевым винтом, расположенным в задней части фюзеляжа. По этой же схеме в 1942 г. им был построен вертолет R-4, а несколько позднее — R-5, усовершенствованный вариант которого в 1945 г. получил обозначение S-51.

В 1939—1940 гг. в СССР появился вертолет «Омега» конструкции И. П. Братухина (рис. В. 3), показавший высокие летные данные. Это был вертолет поперечной схемы с двумя двигателями по бокам фюзеляжа. Дальнейшим развитием этой схемы стал вертолет Б-11. Оба вертолета демонстрировались на воздушных парадах в Москве в 1948—1949 гг.

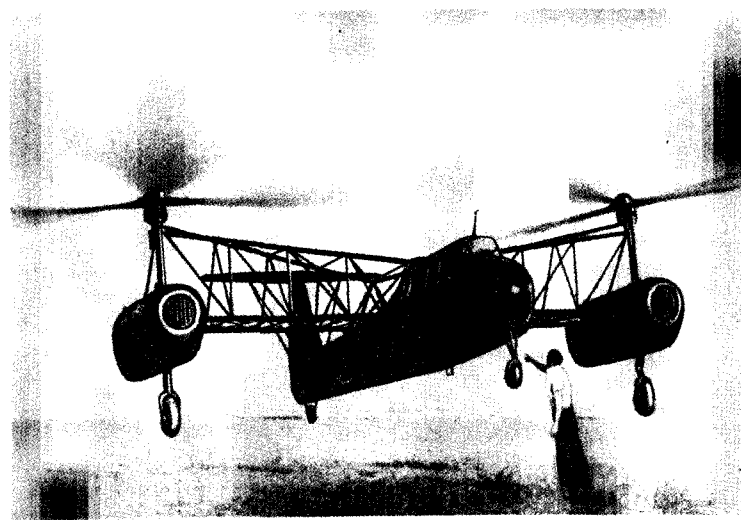


Рис. В.3. Вертолет И. П. Братухина «Омега»

В 1947 г. был построен соосный вертолет конструкции Н. И. Камова Ка-8, модификация которого в 1948 г. привела к созданию вертолета Ка-10. В том же 1947 г. в ОКБ А. С. Яковлева был создан экспериментальный соосный вертолет, в результате работы над которым в 1948 г. был построен вертолет одновинтовой схемы Як-100.

Первые успехи в создании вертолетов дали толчок для дальнейшего их развития и эксплуатации. В 1945—1950 гг. появились серийные вертолеты: Сикорский S-51, Белл-47 и Пясецкий PV-3 в США, Бристоль-171 в Англии, Ми-1 конструкции М. Л. Миля в СССР.

В 1952 г. был запущен в серийное производство вертолет Ми-4 (рис. В.4), превосходивший по своим летно-техническим данным все созданные до этого вертолеты. Ми-4 широко использовался во многих областях народного хозяйства, а также в вооруженных силах нашей страны. Он оказался первым в целом ряду транспортных и многоцелевых вертолетов одновинтовой схемы ОКБ М. Л. Миля: Ми-2, Ми-8, Ми-6, Ми-10 (рис. В.5). Успешно продолжали развиваться вертолеты соосной схемы конструкции Н. И. Камова: Ка-15, Ка-18, Ка-25, Ка-26 (рис. В.6). На базе несущих систем вертолета Ми-4 в ОКБ А. С. Яковлева в 1955 г. был создан вертолет продольной схемы Як-24.

В дальнейшем развитии вертолетостроения можно выделить два основных направления — увеличение грузоподъемности и улучшение летно-технических и экономических характеристик.



Рис. В.4. Вертолет Ми-4

При сопоставлении вертолетов ведущих конструкторских организаций СССР (МВЗ им. М. Л. Миля) и США (фирма Сикорского) прослеживается тенденция к росту грузоподъемности (табл. 1).

Наряду с увеличением грузоподъемности вертолетов происходит их качественное улучшение. Это определяется тремя основными факторами — массовым и аэродинамическим совершенством, а также совершенством силовой установки. Переход в середине 50-х годов к газотурбинным двигателям позволил увеличить грузоподъемность вертолетов и повысить их летно-технические характеристики (Ми-6, Ми-2, Ми-8). Улучшение массового и аэродинамического совершенства вертолетов, которое достигается в результате применения усовершенствованных несущих винтов, широкого использования новых конструкционных материалов (композиционных материалов, титана, новых легких сплавов), внедрения новых конструктивных решений и прогрессивных технологических процессов, приводит, помимо увеличения грузоподъемности, к существенному росту скоростей и высот полета. Максимальные скорости современных вертолетов достигают 370 км/ч, а международный рекорд скорости горизонтального полета, установленный 11 августа 1987 г. на вертолете Уэстленд «G-Линкс», равен 400,87 км/ч. Одновременно происходит улучшение технико-экономи-

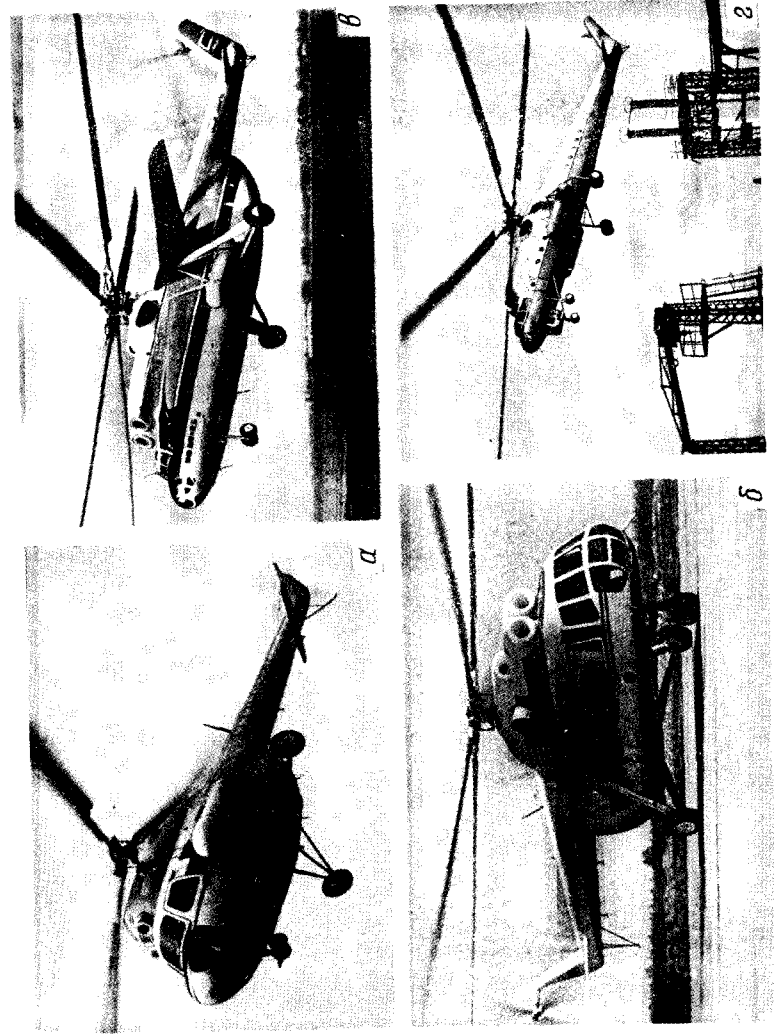


Рис. В.5. Вертолеты ОКБ М. Л. Миля:
а — Ми-2; б — Ми-8; в — Ми-6; г — Ми-10

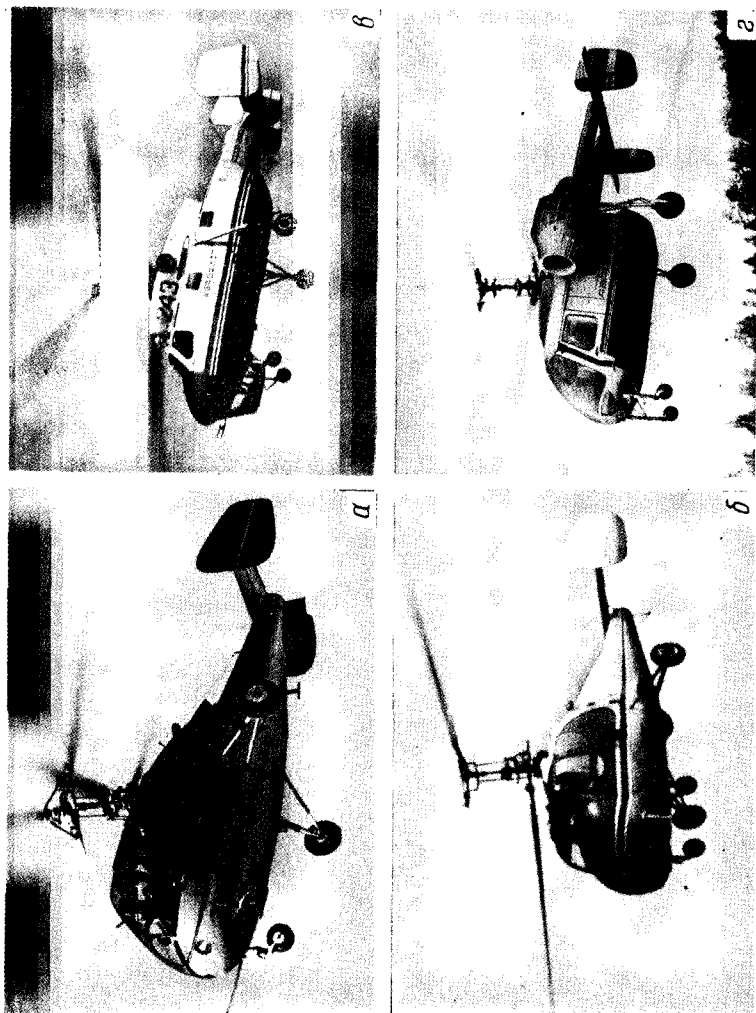


Рис. В.6. Вертолеты ОКБ Н. И. Камова:
а — Ка-15; б — Ка-18; в — Ка-25к; г — Ка-26

ческих характеристик вертолетов, повышается ресурс их агрегатов, уменьшаются затраты и время на техническое обслуживание.

Таблица 1

Вертолет	СССР					США			
	Ми-1	Ми-4	Ми-6	В-12	Ми-26	S-51	S-58	S-64	CH-53E
Год выпуска	1948	1952	1957	1967	1977	1946	1956	1962	1978
Грузоподъемность, т	0,3	1,2—1,6	8—12	20—25	20	0,3	1,2	5—6	13—14
Взлетная масса, т	2,3	7,2	39—41	97—105	50	2	6	17	31—33

К настоящему времени установились следующие массовые категории вертолетов (табл. 2).

Таблица 2

Тип вертолета	Легкий связной	Легкий многоцелевой	Легкий транспортный	Средний транспортный	Тяжелый транспортный
Грузоподъемность, т	0,3	1—1,5	3—4	6—10	20
Взлетная масса, т	1,5—2,0	3,5	10—12	20—30	50

Широкое применение вертолетов в военных целях началось с середины 60-х годов. Появились специальные боевые вертолеты, противолодочные и многоцелевые тактические транспортные вертолеты. Активно велись работы по созданию скоростных вертолетов различной грузоподъемности. В связи с этим особый интерес представляют так называемые комбинированные вертолеты или винтокрылы, появившиеся в конце 50-х — начале 60-х годов. Это английский вертолет Фейри «Ротодайн», американский Локхид АН-56А «Шайен» и советский Ка-22 (рис. В.7), на котором в 1964 г. были установлены мировые рекорды скорости и грузоподъемности.

Развитие вертолетостроения в последние годы характеризуется значительным увеличением производства гражданских вертолетов в результате расширения областей их применения. В первую очередь это связано с использованием вертолетов для обслуживания разведки и добычи нефти в труднодоступных районах и на море, а также в транспортных перевозках, строительстве линейных сооружений (газопроводов, линий электропередач) и т. д. Усовершенствование конструкции и

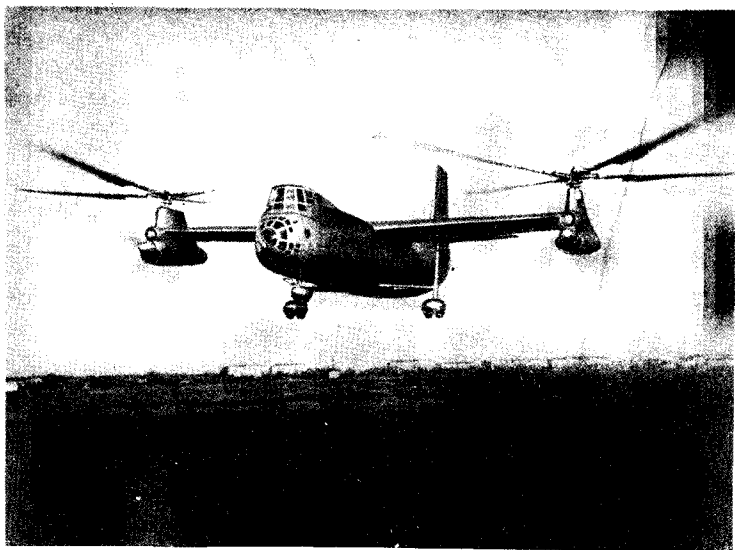


Рис. В.7. Винтокрыл Ка-22

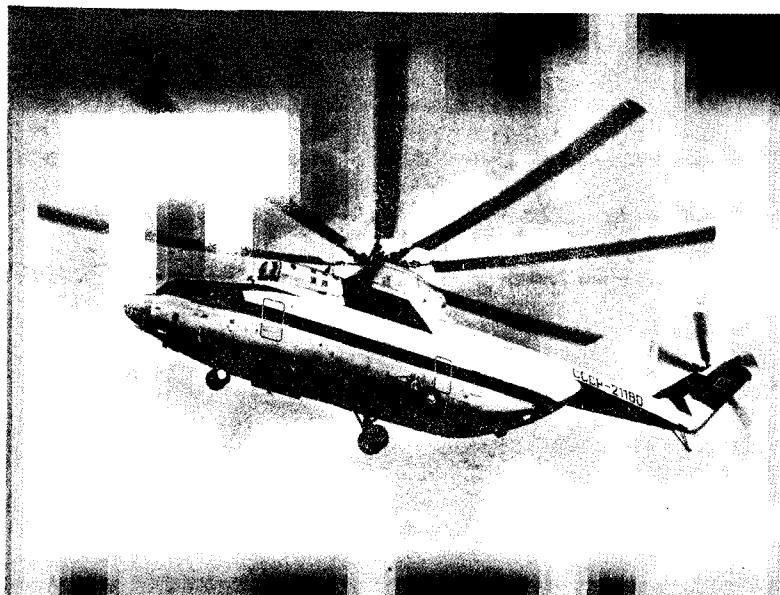


Рис. В.8. Вертолет Ми-26



Рис. В.9. Вертолет Ка-32

улучшение характеристик вертолетов позволили повысить их экономическую эффективность применения. Появившиеся в последние годы вертолеты, в том числе советские Ми-26 и Ка-32 (рис. В.8, В.9), относятся к вертолетам третьего поколения, характерными признаками которых являются высокое массовое совершенство, улучшенная аэродинамика и использование экономичных и легких двигателей.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ВЕРТОЛЕТОВ И ИХ АГРЕГАТОВ. КЛАССИФИКАЦИЯ ВЕРТОЛЕТОВ

1.1. ОБЗОР И АНАЛИЗ СХЕМ ВЕРТОЛЕТОВ

Схема вертолета характеризуется числом, расположением аэродинамических (иногда и газодинамических) средств, служащих для балансировки и управления вертолетом относительно трех осей на всех характерных режимах полета (вертикальные взлет и посадка, висение, полет с поступательной скоростью, посадка на авторотации), и способами их управления [10]. К несущему винту от двигателей через трансмиссию передается крутящий момент. Следовательно, по законам механики будет возникать реактивный крутящий момент, приложенный к фюзеляжу вертолета и вращающий его в направлении, обратном вращению несущего винта. Для нормального полета вертолета необходимо создать момент, компенсирующий (уравновешивающий) реактивный крутящий момент. Можно выделить следующие группы вертолетов.

Вертолеты одновинтовой схемы с рулевым винтом (рис. 1.1). Реактивный крутящий момент у таких вертолетов уравновешивается рулевым винтом, расположенным на хвостовой балке на некотором расстоянии от оси несущего винта. Создавая тягу в плоскости, перпендикулярной вертикальной оси вертолета, рулевой винт компенсирует реактивный момент. Изменяя тягу рулевого винта, можно управлять вертолетом относительно вертикальной оси. Большинство современных вертолетов выполнено по одновинтовой схеме. Достоинством схемы является относительная простота конструкции и системы управления. К недостаткам следует отнести большие габариты за счет хвостовой балки и потери мощности на привод рулевого винта (до 10% от мощности двигателя), уязвимость и опасность повреждения рулевого винта при полете у земли.

Вертолеты двухвинтовой продольной схемы (рис. 1.2). У таких вертолетов реактивный момент компенсируется за счет противоположного направления вращения винтов, которые расположены один за другим вдоль фюзеляжа. Несущие винты располагаются с перекрытием, причем задний винт имеет превышение, чтобы уменьшить вредное влияние на него потока от переднего винта. Достоинство схемы — большой объем грузо-



Рис. 1.1. Одновинтовая схема вертолета

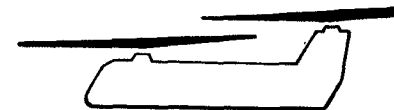


Рис. 1.2. Двухвинтовая продольная схема вертолета

вой кабины. Недостатками являются сложная система трансмиссии, необходимость синхронизации вращения несущих винтов, большие индуктивные потери при горизонтальном полете и переменные нагрузки на несущих винтах, а также сложная посадка при авторотации. По двухвинтовой продольной схеме построены вертолеты Як-24 и СН-74D (США).

Вертолеты двухвинтовой поперечной схемы (рис. 1.3) имеют два несущих винта, установленных по бокам фюзеляжа на консолях крыла или фермах. Реактивные моменты уравновешиваются противоположным направлением вращения винтов, которые могут иметь перекрытие при количестве лопастей $k_n \leq 4$. Достоинства схемы: аэродинамическая симметрия схемы; небольшие индуктивные потери на режиме горизонтального полета, что повышает экономичность и дальность полета; возможность обеспечения комфорта экипажа и пассажиров. Недостатки схемы: сложность конструкции системы управления и трансмиссии, необходимость синхронизации вращения винтов, дополнительная масса и лобовое сопротивление фермы, поддерживающей крыло. По двухвинтовой поперечной схеме построены вертолет Б-11 конструкции И. П. Братухина и вертолет В-12 конструкции М. Л. Миля.

Вертолеты двухвинтовой соосной схемы (рис. 1.4) имеют два несущих винта, расположенных на одной оси, с противоположным направлением вращения, за счет чего и компенсируются реактивные моменты. Плоскости вращения винтов удалены друг от друга для предотвращения схлестывания лопастей нижнего и верхнего винтов на всех режимах полета. Достоинством схемы являются малые габариты, что позволяет применять вертолеты на морских судах. Недостатки схемы: сложная система трансмиссии и управления, недостаточная путевая устойчивость на авторотации. По двухвинтовой соосной схеме построены почти все вертолеты ОКБ им. Н. И. Камова (Ка-10, Ка-18, Ка-26 и т. д.).

Вертолеты с перекрещивающимися несущими винтами (рис. 1.5). Несущие винты расположены по бокам фюзеляжа, а их оси наклонены наружу. Из-за наклона винтов реактивные моменты уравновешиваются только относительно вертикальной оси, а их проекции относительно поперечной оси складываются, образуя момент тангажа, что необходимо учитывать при расчете продольной устойчивости. Достоинством схемы являются ма-

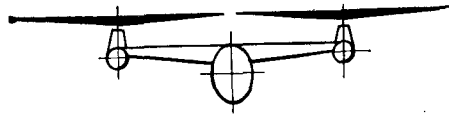


Рис. 1.3. Двухвинтовая поперечная схема вертолета



Рис. 1.4. Двухвинтовая боковая схема вертолета

лые габариты вертолета, а недостатками — необходимость синхронизации вращения винтов, сложная система трансмиссии, большой уровень вибраций, возникновение продольного момента, усложняющего балансировку вертолета. Такие вертолеты производились фирмой «Каман» (США).

Многовинтовые вертолеты. К этой группе относятся вертолеты, имеющие больше двух несущих винтов. Реактивные моменты уравниваются за счет вращения несущих винтов попарно в разные стороны или наклона вектора тяги каждого винта в нужном направлении. Достоинства схемы: большой диапазон центровок, возможность использования в конструкции унифицированных частей ранее построенных вертолетов и хорошая управляемость. Недостатки схемы: сложность и громоздкость конструкции, большое лобовое сопротивление, сложная система управления. По такой схеме целесообразно создавать вертолеты очень большой грузоподъемности для перевозки тяжелых крупногабаритных неделимых грузов.

Реактивные вертолеты (рис. 1.6). У таких вертолетов механический привод несущего винта заменен реактивным. Суммарный крутящий момент на втулке несущего винта близок к нулю, так как момент несущего винта от сил сопротивления воздуха уравнивается моментом, создаваемым тягой реактивных двигателей или сопел, установленных на концах лопастей (но имеется момент трения). При этом отпадает необходимость в мощном рулевом винте. Реактивный привод несущего винта может осуществляться, во-первых, установкой на концах лопастей реактивных двигателей различного типа, топливо к которым подается через втулку и лопасти винта; во-вторых, установкой на концах лопастей горелок и реактив-

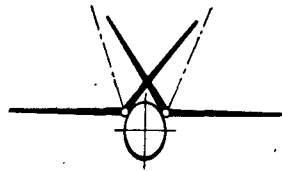


Рис. 1.5. Схема вертолета с перекрещивающимися несущими винтами

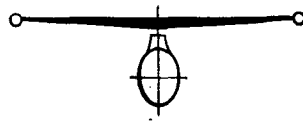


Рис. 1.6. Схема вертолета с реактивным приводом несущего винта

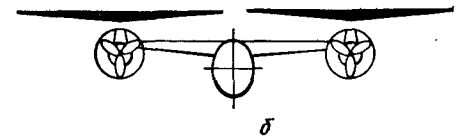


Рис. 1.7. Схема одновинтового вертолета с крылом (а), винтокрыл (б)

ных сопел, к которым через втулку и лопасть подаются топливо и сжатый воздух под давлением, сгорая, смесь образует реактивную тягу (так называемый «горячий цикл»); в-третьих, установкой на концах лопастей сопел или щелей, через которые выбрасывается сжатый воздух или газ, подводимый через втулку и лопасти винта, в результате чего образуется реактивная тяга («холодный цикл»). Подаваемый в горелкам, соплам и щелям сжатый воздух или газ вырабатывается компрессором, приводимым в действие двигателем или газогенератором. Путевое управление реактивных вертолетов производится с помощью рулевого винта, рулевых поверхностей, установленных в потоке от несущего винта, или небольших сопел, расположенных в хвостовой части фюзеляжа. Достоинствами вертолетов с реактивным приводом являются простая система трансмиссии и высокая весовая отдача. К недостаткам следует отнести сложную конструкцию втулки и лопасти несущего винта, трудность создания специальных двигателей, работающих в поле центробежных сил, большой расход топлива, а также шум от прямоточных и пульсирующих воздушно-реактивных двигателей. В середине 50-х годов было построено несколько одновинтовых вертолетов с реактивным двигателем.

Вертолеты с крылом и винтокрылы (рис. 1.7). Рост скорости вертолета ограничен срывом потока с отступающей лопасти несущего винта. Для увеличения скорости полета необходимо разгрузить несущий винт. Это осуществляется постановкой крыла на вертолет или использованием дополнительных тянущих двигателей. Вертолеты с крылом были построены по одновинтовой (Ми-6, Ми-24) и двухвинтовой (В-12) поперечной схемам. Летательный аппарат, у которого подъемная сила на режиме вертикального полета создается несущим винтом, а на режиме горизонтального полета — крылом с дополнительной тянущей двигательной установкой, называется *комбинированным вертолетом* или *винтокрылом*. Известны подобные аппараты конструкции И. П. Братухина и английский винтокрыл «Ротодайн», построенный по одновинтовой схеме с реактивным приводом несущего винта. На консолях крыла были установлены два турбовинтовых двигателя, приводящих в действие тянущие винты и компрессоры, которые подавали сжатый воздух для привода несущего винта на режиме вертикального

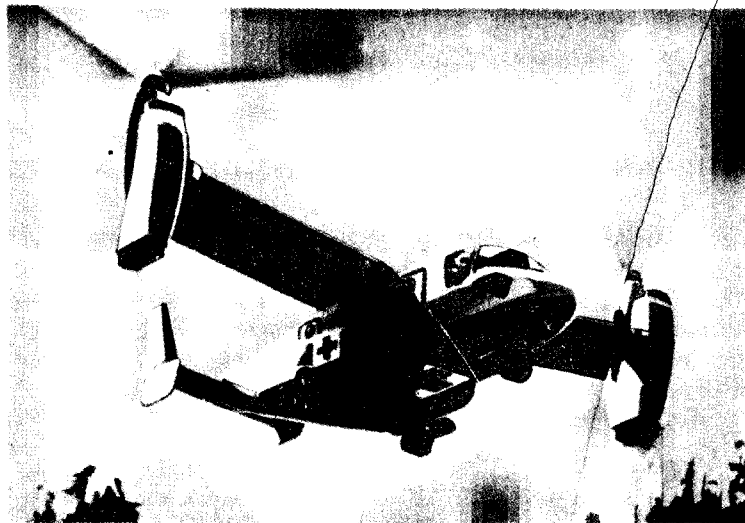


Рис. 1.8. Вертолет с поворотными несущими винтами XV-15

взлета. При горизонтальном полете несущий винт авторотируется. По двухвинтовой поперечной схеме был построен винтокрыл Ка-22. Два турбовинтовых двигателя приводили в действие два несущих винта на режиме вертикального взлета и два тянущих винта на режиме горизонтального полета. При горизонтальном полете несущий винт разгружался крылом на 60—80%. Недостатком является сложность конструкции.

В настоящее время во многих странах разрабатываются комбинированные летательные аппараты с поворотными винтами, т. е. взлетая вертикально, летательный аппарат наклоняет несущие винты вперед в набегающий поток, где они работают как пропеллеры большого диаметра. Такие аппараты имеют большую удельную нагрузку на диски несущих винтов и меньшую эффективность на висении, чем вертолеты. Однако они способны развивать скорость до 550 км/ч и могут совершать крейсерский полет на высотах примерно на 3000 м выше вертолета, имея меньшие удельные расходы топлива. Примером может служить экспериментальный аппарат XV-15 (рис. 1.8).

При полетах на скоростях выше 650 км/ч предлагается останавливать несущий винт, затем складывать его и использовать как крыло (концепция X-Wing). Горизонтальная тяга при этом создается турбовинтовыми или реактивными двигателями. Ключевым фактором для этих летательных аппаратов является управляемая циркуляция. В полые лопасти поступает под дав-

лением воздух, который истекает через узкие щели на верхних поверхностях лопастей. Благодаря выдуву уменьшается лобовое сопротивление, а срыв потока на остановленных лопастях наступает при больших углах атаки и скоростях набегающего потока.

1.2. ОСНОВНЫЕ ЧАСТИ ВЕРТОЛЕТА

Во всех перечисленных выше схемах вертолетов можно выделить одни и те же основные части. Рассмотрим коротко их назначение и основные особенности.

Несущий винт предназначен для создания подъемной и пропульсивной сил, а также управления вертолетом. Он состоит из лопастей и втулки, которая передает крутящий момент с вала главного редуктора к лопастям.

Рулевой винт служит для компенсации реактивного крутящего момента несущего винта и путевого управления одновинтового вертолета. Он состоит из лопастей и втулки, закрепленной на валу хвостового редуктора.

Автомат перекоса обеспечивает управление общим и циклическим шагом несущего винта, передавая управляющий сигнал от цепи управления к осевому шарниру втулки несущего винта и далее к лопастям.

Система управления предназначена для создания сил и моментов, необходимых для движения вертолета по заданной траектории. На вертолете имеются три независимые системы управления: продольно-поперечная, путевая и управляющая общим шагом несущего винта. В систему управления входят командные рычаги в кабине (ручка продольно-поперечного управления, рычаг «шаг—газ» и педали), тяги и качалки, механизмы градиента усилий, гидроусилители и автомат перекоса.

Трансмиссия предназначена для передачи мощности от двигателей к несущему и рулевому винтам и вспомогательным агрегатам. Схема трансмиссии определяется схемой вертолета, числом и расположением двигателей. Трансмиссия состоит из главного, промежуточного и хвостового редукторов, валов и их опор, соединительных муфт, тормоза несущего винта.

Фюзеляж служит для размещения экипажа, пассажиров, грузов, оборудования, топлива и т. д. К фюзеляжу крепятся шасси, подредукторные рамы, узлы крепления двигателя, оперение и т. д.

Крыло создает дополнительную подъемную силу, разгружая несущий винт, что позволяет увеличить скорость вертолета. В крыле могут размещаться топливные баки, оборудование, ниши для уборки шасси. У вертолетов поперечной схемы крыло поддерживает несущие винты.

Оперение предназначено для обеспечения устойчивости, управляемости и балансировки вертолета. Оно подразделяется на горизонтальное (стабилизатор) и вертикальное (киль).

Взлетно-посадочные устройства служат для стоянки вертолета, передвижения его по земле и гашения кинетической энергии удара при посадке. Они могут быть выполнены в виде колесного, ползкового шасси или баллонов. Колесное шасси может быть убираемым в полете.

Силовая установка предназначена для создания мощности, потребной на привод несущего и рулевого винтов и вспомогательных агрегатов. Представляет собой комплекс двигателей с системами, обеспечивающими их нормальную устойчивую работу на всех режимах полета.

Подробнее о назначении, принципе работы, конструкции и расчете на прочность этих частей вертолета будет рассказано в последующих главах.

1.3. ОБЩИЕ ТРЕБОВАНИЯ, ПРЕДЪЯВЛЯЕМЫЕ К КОНСТРУКЦИИ ВЕРТОЛЕТОВ

Общие требования изложены в «Нормах летной годности вертолетов» (НЛГВ) [13]. В последующих главах не будем говорить об этих требованиях, считая, что их выполнение обязательно. Требования, предъявляемые к конструкции вертолетов, можно подразделить на следующие группы.

Аэродинамические требования. Взаимное расположение частей вертолета, его формы и параметры должны обеспечивать высокие летно-технические характеристики. Вертолет должен иметь приемлемые для летчика пилотажные характеристики.

Требования прочности и жесткости. Все элементы конструкции вертолета должны выдерживать все виды нагрузок в соответствии с НЛГВ, в которых предусмотрены различные случаи нагружения частей вертолета. Вертолет в полете подвержен знакопеременным нагрузкам, поэтому его агрегаты должны иметь высокое сопротивление усталости и заданный ресурс, необходимую жесткость конструкции и не допускать остаточных деформаций.

Требования живучести. Под живучестью конструкции вертолета понимается ее способность выполнять свои функции при частичных разрушениях, не прерывая полета. Имеется понятие «безопасно повреждаемой» конструкции, разрушение одного или нескольких элементов которой не вызывает разрушения всей конструкции.

Эксплуатационные требования. Основным требованием является надежность — способность вертолета выполнять свои функции с сохранением летных и эксплуатационных показателей в заданных пределах в течение заданного промежутка

времени. Конструкция вертолета должна также обеспечивать нормальный доступ ко всем его частям, подлежащим периодическому обслуживанию и осмотру, что позволит сократить суммарное время на подготовку к полетам с использованием систем автоматизированного контроля. Кроме того, конструкция вертолета должна позволять производить быструю загрузку и разгрузку, а также замену основных агрегатов и узлов в процессе эксплуатации с минимальными трудозатратами.

Технологичность конструкции. Конструкция частей вертолета должна обеспечивать возможность применения прогрессивных и экономичных технологических процессов.

Все перечисленные требования достаточно противоречивы, поэтому создание оптимальной конструкции идет по пути компромисса.

Контрольные вопросы

1. Чем характеризуется схема вертолета?
2. Объясните назначение рулевого винта одновинтового вертолета.
3. Чем обеспечивается аэродинамическая симметрия у вертолета двухвинтовой поперечной схемы?
4. В чем особенность уравнивания реактивных моментов у вертолетов с перекрещивающимися несущими винтами?
5. Как уравнивается реактивный момент у вертолетов с реактивным приводом?
6. С чем связана установка крыла на вертолет?
7. В чем особенность безопасно повреждаемой конструкции?

ГЛАВА 2

НАГРУЗКИ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ НА ВЕРТОЛЕТ

2.1. ЗАДАЧИ ПО ОБЕСПЕЧЕНИЮ ПРОЧНОСТИ

На вертолет действуют аэродинамические и инерционные нагрузки, силы реакции других его частей и земли (при посадке), сила тяжести. Изменение нагрузки по времени в полете и при посадке представляет собой сложный процесс. Схематизируя закон изменения нагрузки и характер ее воздействия на конструкцию вертолета, можно рассматривать два вида нагрузок: монотонно возрастающие до наступления недопустимых последствий и циклические — меньшей величины, но приводящие также к недопустимым последствиям в результате многократного повторения циклов их действия. Если нагрузка, монотонно увеличиваясь, превысит некоторое определенное для данной конструкции значение, то произойдет разрушение. Увеличение нагрузки выше некоторого уровня вызывает необратимое изменение формы (остаточные деформации), не исчезаю-

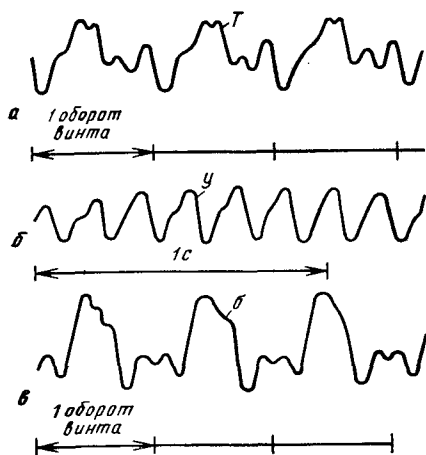


Рис. 2.1. Примеры изменения по времени аэродинамической нагрузки T на отсек лопасти (а), вибрации y кабины пилота (б) и напряжения σ в лонжероне лопасти (в)

конструкции, но после воздействия не одного, а большого числа циклов нагружения, т. е. так называемого усталостного нагружения. Типичным источником многократных усталостных нагрузок является несущий винт вертолета. Даже на установившемся режиме полета, т. е. режиме, параметры которого (скорость вертолета, частота вращения винта, высота полета и т. д.) не меняются по времени, аэродинамическая нагрузка на любой отсек лопасти не будет постоянной. Она содержит заметную переменную составляющую, полный цикл изменения которой происходит за время одного оборота винта (рис. 2.1, а). Эта составляющая возникает вследствие изменения условий обтекания лопасти при ее движении. Наличие переменной составляющей нагрузки неизбежно приводит к возникновению колебаний большинства элементов конструкции и переменных напряжений в них (рис. 2.1, б, в). За время эксплуатации вертолета реализуются миллионы циклов переменных нагружений как винта, так и других частей вертолета. Под действием переменных нагрузок происходят необратимые изменения в частицах материала, зарождаются трещины, которые, развиваясь, приводят к поломке конструкции. Поэтому возникает задача обеспечения ресурса. Для каждой части вертолета устанавливают ресурс по условиям выносливости — наибольшее время безопасной (без разрушений) эксплуатации при действии переменных (циклических) нагрузок. Часть вертолета, отработавшая свой ресурс, подлежит замене из-за опасности усталостно-

щие при ее снятии. Нагрузки, которые могут вызвать недопустимые последствия при однократном приложении их к конструкции, называются *однократными*. На вертолете такие нагрузки могут возникать при маневре, воздействии мощного порыва воздуха и посадке. Таким образом, необходимо оценить поведение конструкции при действии больших однократных нагрузок и дать ей возможность противостоять действию наибольших возможных в эксплуатации нагрузок.

Недопустимые последствия могут возникнуть и от нагрузок меньшей величины, если они воздействуют на конструкцию многократно. При этом также возможно разрушение

го разрушения. Следовательно, увеличение ресурса является важной задачей, так как позволяет сократить число вновь изготавливаемых частей выработавших свой ресурс. Ресурс по условиям выносливости можно увеличить снижением уровня переменных нагрузок и повышением сопротивления усталости конструкции (ее способности выдерживать усталостные нагрузки без разрушения) соответствующими конструктивными и технологическими мероприятиями. Обеспечение большого ресурса — одна из главных задач при проектировании вертолета.

Вследствие действия циклических нагрузок может также появиться недопустимая вибрация фюзеляжа (см. рис. 2.1, б). Вибрации неблагоприятно воздействуют на организм человека и вызывают преждевременных выходов из строя оборудования вертолета. Поэтому при конструировании должны быть предусмотрены меры по снижению уровня вибраций. Это также является одной из задач по обеспечению прочности.

Важной особенностью аэродинамических сил является то, что они могут зависеть от перемещений и деформаций части вертолета, на которую действуют. Например, вследствие действия аэродинамических сил возникают колебания лопастей, при которых в свою очередь изменяются и аэродинамические силы. В определенных случаях при совместном действии аэродинамических, инерционных сил и сил упругости колебания конструкции и действующие в ней переменные напряжения начинают увеличиваться по времени до опасных размеров, несмотря на то, что внешние условия (параметры режима полета) не изменяются. Имеет место аэроупругая или механическая динамическая неустойчивость конструкции. Для обеспечения безопасной эксплуатации вертолета необходимо устранить возможность возникновения неустойчивости конструкции, что также является одной из задач комплекса работ по прочности.

2.2. ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ И МЕТОДЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ ПРОЧНОСТИ

На рис. 2.2 приведена функциональная диаграмма взаимодействия конструкции вертолета с внешней средой. Для упрощения рассматривается лишь одна часть вертолета, например лопасть несущего винта, а остальным частям соответствует один (обобщенный) блок. Рассматриваемая часть обладает в общем случае упругими, инерционными и аэродинамическими свойствами, что и отражено на диаграмме. Сочетания этих свойств определяют возникающие при взаимодействии конструкции с воздухом и другими частями вертолета аэродинамические силы и силы реакции, а также силы инерции. Вследствие податливости конструкции эти силы изменяют ее геометриче-

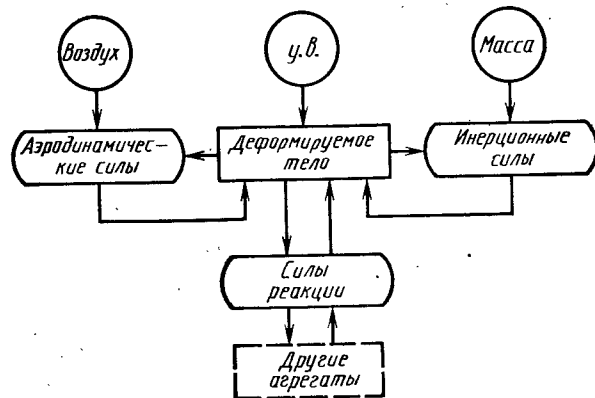


Рис. 2.2. Функциональная диаграмма взаимодействия конструкции вертолета с внешней средой (у. в. — управляющие воздействия летчика)

ские характеристики и порождают ее движение (например, вызывают изгибные и крутильные колебания лопасти), что приводит к изменению величины самих сил. Лопасть несущего винта взаимодействует с другими частями вертолета, что также отражено на диаграмме. Наконец, на протекание процессов в системе влияют еще и управляющие воздействия летчика. Следовательно, в общей постановке надо рассматривать совместно как силы, так и результаты их воздействия на конструкцию, а также весь вертолет в целом без подразделения его на отдельные части. Однако такой подход очень сложен. Поэтому применяются условные упрощающие приемы: рассмотрение каждой части в отдельности, замена одного из элементов функциональной диаграммы заранее определенным воздействием или эффектом, исключение отдельных связей и др. Так, например, рассматривают движение деформируемого тела — лопасти с возникающими при этом инерционными силами без учета аэродинамических сил и воздействий летчика и других агрегатов, т. е. собственные ее колебания (см. гл. 4). Это дает возможность выявить важные закономерности (см. гл. 7). Взаимодействие лопасти и системы управления учитывают при изучении флаттера (см. гл. 7). При обеспечении прочности лопасти рулевого винта рассматривают действующие на нее инерционные силы, возникающие вследствие реакции лопасти на воздействие аэродинамических сил (см. гл. 8), и т. д. Допустимость таких упрощений определяется сравнением теоретических и экспериментальных результатов. Такие приемы используются и в данном учебнике.

После того как характеристики процессов, протекающих в рассматриваемой системе, определены, их сравнивают с соот-

ветствующими критериями. Так, рассматривая действие больших однократных нагрузок, полученные в расчете значения действующих сил и моментов в сечениях, например фюзеляжа, или определенных по ним напряжений сравнивают с допустимыми по условиям прочности. При изучении аэроупругой динамической неустойчивости судят о том, являются ли процессы затухающими или расходящимися по времени. Уровень вибраций сравнивают с допустимым по физиологическому воздействию на экипаж и пассажиров. По величине усталостных напряжений определяют ресурс и оценивают приемлемость его значения и т. д. Соответствующие критерии устанавливают из общих соображений, по результатам эксперимента, на основании накопленного опыта и т. д.

Экспериментальные методы обеспечения прочности применяются как для исследований того или иного сложного вопроса, так и для окончательной оценки прочности созданного вертолета. Различают испытания на заданные воздействия (статические, усталостные, копровые), по определению нагрузок или напряжений, по проверке безопасности от аэроупругой неустойчивости, по исследованию вибраций в полете и др. При статических испытаниях в лабораторных условиях к фюзеляжу прикладывают нагрузки, задаваемые НЛГВ (см. рис. 2.3). Таким образом оценивают наличие достаточной несущей способности конструкции по прочности (см. гл. 3, 9). Обычно при статических испытаниях измеряют напряжение в различных элементах конструкции. Это позволяет выявить малонапряженные элементы, которые можно облегчить, и получить материалы для совершенствования методов расчета. При усталостных испытаниях часть вертолета или элемент конструкции подвергают действию переменных нагрузок. Усталостные испытания — главное средство определения усталостной долговечности (см. гл. 5). Копровые испытания служат для оценки прочности шасси и получения характеристик амортизационных стоек. При испытаниях сбрасывают с определенной по требованиям НЛГВ высоты груз с закрепленной на нем стойкой шасси. Регистрируют нагрузки и напряжения, возникающие при ударе опоры об основание стенда. Нагрузки и напряжения определяют в полете и на моделях в аэродинамических трубах. Полученные результаты используют при расчете ресурса (см. гл. 5) и для изучения новых явлений и особенностей нагружения. На натуральных объектах проверяют наличие запасов до возникновения таких видов динамической неустойчивости, как земной резонанс (см. гл. 6) и флаттер (см. гл. 7). Измерение вибраций в полете производят для выявления причин возникновения и выработки мер по их снижению. В целом экспериментальные исследования позволяют получить материалы, дополняющие и уточняющие расчетно-тео-

ретические методы и служащие окончательными критериями для оценки соответствия вертолета требованиям НЛГВ.

2.3. ТРЕБОВАНИЯ НОРМ ЛЕТНОЙ ГОДНОСТИ, ОТНОСЯЩИЕСЯ К ПРОЧНОСТИ

Требования по прочности вертолетов изложены в гл. IV НЛГВ. В нормах заданы исходные требования и определены состав и объем расчетов и экспериментов для обеспечения прочности, условия нагружения, даны указания, обуславливающие значения нагрузок. Нормы определяются совокупностью накопленного опыта и результатов перспективных исследований. Они периодически пересматриваются. Выполнение их является обязательным. Вертолеты могут совершать полет на разных режимах, отчего нагрузки на их части будут различными. Чтобы избавить конструктора от трудоемких расчетов для всех возможных на вертолете режимов и сосредоточить его внимание на тех из них, которые определяют прочность, в нормах задаются так называемые расчетные случаи. Они выбраны так, чтобы вертолет удовлетворял всем требованиям по прочности и безопасности полета в условиях нормальной эксплуатации. Для каждого расчетного случая в нормах задается совокупность исходных данных, необходимых для определения нагрузок путем расчета или эксперимента. Расчетные случаи подразделяются на летные, посадочные и земные в соответствии с условиями, в которых действуют нагрузки.

Летные случаи. *Случай I-л* — типовой полет. Рассматривается нагружение вертолета на наиболее характерных режимах (полет на крейсерской и максимальной скоростях, висение, разгон, набор высоты, торможение перед посадкой и др.). Этот случай служит для определения прочности основных частей вертолета. Задается относительная продолжительность каждого режима n_i (по отношению к общей продолжительности полета).

Случай II-л — разворот на висении. Рассматривается нагружение в процессе разворота вертолета на висении с большой угловой скоростью. Этот случай является основным по условиям прочности для лопастей и втулки рулевого винта.

Случай III-л — выход из планирования. Рассматривается нагружение вертолета при искривлении траектории полета в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Этот случай является определяющим по условиям прочности при маневре для большинства частей вертолета. Задается скорость, на которой выполняется маневр, и максимальная вертикальная эксплуатационная перегрузка.

Случай IV-л — вход в планирование. Служит в основном для определения прочности креплений различных грузов и частей вертолета.

Случай V-л — вертикальный порыв. Рассматривается нагружение вертолета при воздействии вертикального порыва воздуха при полете в неспокойной атмосфере. Задается скорость порыва. Нагрузки, характерные для этого случая, сравниваются с нагрузками случая III-л и в дальнейшем принимается наибольшая из них.

Случай VI-л — горизонтальный порыв. В этом случае существенно увеличивается тяга рулевого винта, поэтому он является одним из определяющих для фюзеляжа.

Посадочные случаи. В нормах задаются способы определения вертикальной скорости снижения вертолета, что необходимо для расчета нагрузок при посадке. Посадочные случаи I-п—VI-п отличаются способом касания вертолетом поверхности земли и величиной составляющих скоростей в этот момент:

I-п — вертикальная посадка с одновременным ударом передними и основными опорами;

II-п — посадка с поступательной скоростью при двух вариантах касания земли: только основными опорами или только передними опорами шасси;

III-п — посадка со сносом (при наличии составляющей скорости вертолета по его поперечной оси);

IV-п — односторонняя посадка — посадка с креном или на наклонную площадку, т. е. с ударом только левыми или только правыми опорами;

V-п — несимметричная посадка с ударом одной из передних и одной из основных опор по диагонали;

VI-п — торможение колеса (посадка вертолета с торможением колес).

Перечисленные случаи являются определяющими не только для шасси, но и для фюзеляжа.

Случай VII-п — аварийная посадка. Требования этого случая нагружения относятся ко всем элементам конструкции, разрушение которых при аварийной посадке угрожает безопасности пассажиров и экипажа. Задаются способы определения нагрузок на соответствующие элементы конструкции, грузы и установки.

Земные случаи. *Случай I-з* — раскрутка несущего и рулевого винтов. Случай может быть определяющим для прочности лопастей и втулки винта, а также трансмиссии.

Случай II-з — падение лопасти на ограничитель свеса. Рассматривается нагружение при ударе об ограничитель свеса падающей под действием собственного веса лопасти, поднятой порывом ветра при медленном вращении несущего винта на

стоянке. Случай может быть определяющим для деталей втулки и комлевой части лопасти.

Случай III-з — буксировка вертолета. Назначение этого случая — обеспечение такого конструирования буксирного устройства, при котором в частях вертолета при буксировке не возникает нагрузок, больших, чем в полете и при посадке.

Случай IV-з — ветер на стоянке. Рассматривается нагружение при действии ветра со скоростью 40 м/с. Вертолет находится на стоянке, лопасти пришвартованы.

В НЛГВ содержатся также требования к обеспечению безопасности полета от критических колебаний конструкции (т. е. динамической неустойчивости и резонансных колебаний), к обеспечению безопасности полета по условиям выносливости (включая указания по методике установления ресурса), по значениям коэффициентов безопасности и к испытаниям по проверке соответствия положениям НЛГВ, относящимся к прочности. Эти части гл. IV НЛГВ использованы и учтены при составлении соответствующих глав данного учебника.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные задачи по обеспечению прочности вертолета.
2. Укажите природу сил, действующих на отдельную часть вертолета.
3. Назовите цели различных экспериментальных методов обеспечения прочности.
4. Что задано в НЛГВ по прочности?
5. Каково назначение расчетных случаев НЛГВ?
6. Перечислите расчетные случаи и назначение каждого из них.

ГЛАВА 3

РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ПРИ ДЕЙСТВИИ СТАТИЧЕСКИХ НАГРУЗОК

3.1. РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ КОНСТРУКЦИИ И ИХ ТИПЫ

Важной частью общей методики оценки прочности конструкции является определение напряжений в ее элементах, возникающих при действии заданных внешних нагрузок. Это необходимо потому, что найденные в результате расчета значения напряжений характеризуют прочность конструкции. Сравнивая их с допускаемыми значениями, известными из эксперимента или установленными практикой вертолетостроения, можно определить требуемые геометрические характеристики элементов конструкции, выявить слабые места, нуждающиеся в усилении, возможность облегчения путем снятия излишней массы в местах, где напряжения меньше допустимых.

Реальные конструкции являются достаточно сложными, на их прочность влияют многочисленные факторы, в том числе и малозначимые. Поэтому составляют расчетную схему — реальный объект, условия его работы освобождают от несущественных особенностей, отбрасывают малозначимые факторы, вводят упрощающие предположения. Это облегчает задачу, но и вносит определенные ограничения по использованию полученных результатов и их достоверности. В связи с этим расчетная схема имеет обычно условный характер и ее применимость в конкретных условиях проверяют или более углубленными расчетами, или экспериментально, либо оценивают на основе накопленного опыта проектирования аналогичных конструкций.

При выборе расчетной схемы существенным признаком является соотношение трех характерных размеров: длины, ширины и высоты рассматриваемого конструктивного элемента. Тело, длина которого намного больше двух других измерений, называется *брусом*. Другой типовой объект — *оболочка* — тело, одно из измерений которого (толщина) намного меньше двух других. Практически большинство элементов конструкции можно отнести к одному из этих двух основных типов. Брус, работающий на растяжение — сжатие, называется *стержнем*, брус, работающий на изгиб, — *балкой*. Для оболочки вводят понятие срединной поверхности, точки которой одинаково удалены от обеих поверхностей оболочки. Если срединная поверхность является плоскостью, то объект такого типа называют *пластиной*. Если срединная поверхность имеет цилиндрическую форму, то оболочку называют *цилиндрической*. Конструкция, образованная стержнями, соединенными по концам с помощью шарниров, называется *фермой*. Несколько брусков, жестко соединенных между собой, образуют раму. Брусы и оболочки могут образовывать комбинированную систему. К оболочкам часто прикрепляют брусы, образуется так называемая подкрепленная оболочка и т. д.

Для каждого типового объекта существуют проверенные практикой представления о его работе под нагрузкой, методы расчета напряжений, оценки точности расчета и роли отброшенных факторов. Некоторые из этих сведений изложены в курсе сопротивления материалов. Далее они будут развиты и дополнены применительно к авиационным конструкциям.

3.2. СТЕРЖНИ И ФЕРМЫ

Если к концам стержня приложены растягивающие или сжимающие силы, параллельные его оси, то в поперечном сечении возникают нормальные напряжения, равномерно распределенные по его площади. Поэтому значение нормальных напряжений определяется по формуле

$$\sigma = N/S, \quad (3.1)$$

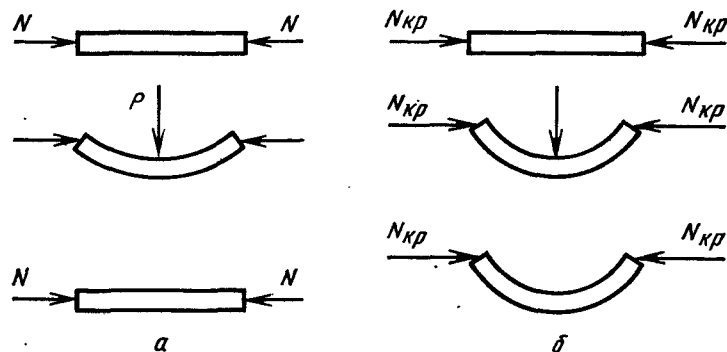


Рис. 3.1. Потери устойчивости стержня:

a — $N < N_{кр}$; *б* — $N > N_{кр}$

где N — растягивающая (сжимающая) сила; S — площадь поперечного сечения.

Особого внимания требует случай действия сжимающих сил. Пусть вначале сжимающая сила невелика по абсолютной величине. Приложим к стержню небольшую поперечную силу P (рис. 3.1, *a*), стержень при этом прогнется. Если силу P снять, то стержень вернется к своему исходному прямолинейному состоянию. Так будет происходить, пока сила N по абсолютной величине меньше определенного значения $N_{кр}$. При большей по абсолютной величине силе N приложение поперечной силы P приведет к заметному искривлению стержня, которое сохранится и после снятия P . Стержень теряет устойчивость (см. рис. 3.1, *б*). Эта картина несколько идеализирована. В действительности, сила N может быть приложена с некоторым небольшим смещением относительно оси стержня, сам стержень имеет небольшую начальную погнутость, а поперечные сечения — некоторые отличия по форме. Эти и другие факторы приводят к тому, что потеря устойчивости происходит даже без приложения поперечной нагрузки P . Потерявший устойчивость стержень может разрушиться сразу или при некотором, иногда небольшом увеличении $|N|$. Поэтому явление потери устойчивости во многих случаях недопустимо. Критическая сжимающая сила определяется по формуле Эйлера

$$N_{кр} = C\pi^2 \frac{EI}{l^2},$$

где E — модуль упругости материала стержня; I — геометрический момент инерции сечения; l — длина стержня; C — коэффициент, зависящий от условий закрепления концов стержня.

Ферма. Если соединить концы нескольких стержней с по-

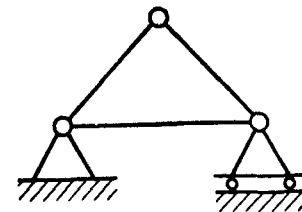


Рис. 3.2. Простейшая ферма

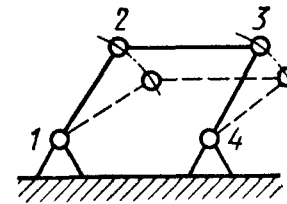


Рис. 3.3. Геометрически изменяемая стержневая конструкция:

1, 2, 3, 4 — шарниры

мощью шарниров, то получится конструкция, называемая фермой. Фермы могут быть плоскими (все стержни лежат в одной плоскости) и пространственными. Важным признаком фермы является геометрическая неизменяемость. Ее форма (взаимное положение узлов) изменяется только вследствие удлинений и укорочений стержней, вызванных действующими в них силами. Если стержни считать абсолютно жесткими, то форма геометрически неизменяемой системы при любом силовом воздействии не изменяется. Так, элементарная ферма, образованная тремя стержнями (рис. 3.2), геометрически неизменяема. Стержневая конструкция на рис. 3.3 является геометрически изменяемой, так как стержень 1—2 (или 3—4) может быть повернут на некоторый угол без изменения длин других стержней, которые будут при этом перемещаться в положения, показанные штриховыми линиями.

При расчете фермы на прочность необходимо определить реакции в опорах, растягивающие (сжимающие) силы в стержнях и по значениям этих сил напряжения по формуле (3.1). Ограничимся в основном расчетом плоских ферм. Для определения реакций в опорах плоской формы используются уравнения статики — уравнения равновесия, известные из курса теоретической механики. Следует записать три таких уравнения для фермы в целом, выражающих равенство нулю суммы проекций сил на оси выбранной системы координат и моментов сил относительно одной из опор:

$$\sum x_0 = 0; \quad \sum y_0 = 0; \quad \sum M_0 = 0.$$

В число сил входят внешние силы, приложенные к узлам фермы, и опорные реакции. Пусть, например, ферма имеет вид, показанный на рис. 3.4, *a*. Узлы обозначим цифрами 1, 2, 3, 4. Стержень будем обозначать двумя цифрами по номерам узлов, которые он соединяет. Выберем систему координат с осью ox_0 , параллельной оси стержня 1—4. В опоре, связанной с узлом 1, возникает опорная реакция R_1 , имеющая в общем случае два компонента R_{1x} и R_{1y} , а в опоре, связанной с узлом 4,

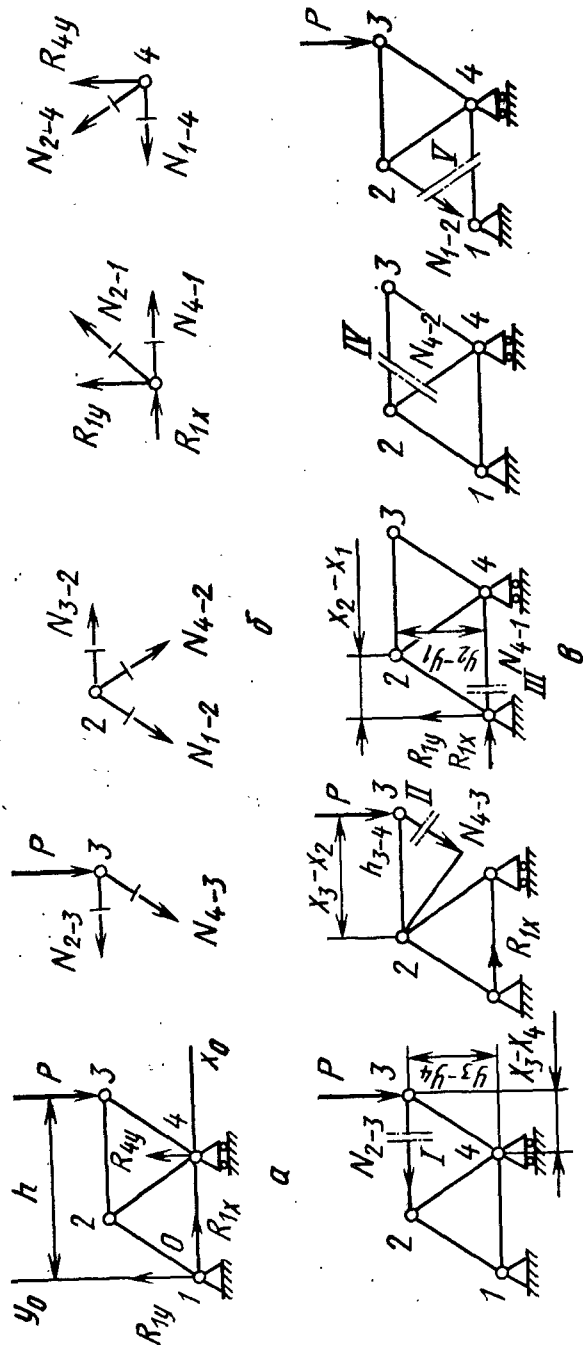


Рис. 3.4. Расчет усилий в стержнях фермы: а — ферма; б — метод вырезания узлов; в — метод моментных точек

реакция R_{1y} , причем $R_{1x}=0$ из-за наличия в ней катков. Запишем уравнение проекций сил на ось ox_0 : $R_{1x}=0$, так как проекция на ось ox_0 внешней силы P равна нулю. Теперь составим уравнение моментов относительно точки 1: $R_{4y}l_{1-4} - Ph=0$, откуда $R_{4y}=Ph/l_{1-4}$. Здесь l_{1-4} — длина стержня 1—4, h — плечо силы P относительно точки 1. Наконец составим уравнение проекций сил на ось oy_0 : $R_{1y}+R_{4y}-P=0$. Из этого уравнения, зная R_{4y} , находим $R_{1y}=P-R_{4y}=P(1-h/l_{1-4})$.

Для определения сил в стержнях применяют способы вырезания узлов, моментных точек и др. Способ вырезания узлов основан на мысленном вырезании сечением стержней одного из узлов и составлении условий его равновесия. Удобнее начинать расчет с узла, в котором сходятся только два стержня. У фермы, взятой в качестве примера (см. рис. 3.4, а), таким узлом является узел 3. Вырежем этот узел с примыкающими к нему частями стержней 2—3 и 4—3. К силам, действующим на узел, относятся внешняя сила P и осевые силы в стержнях, обозначенные на рис. 3.4, б N_{2-3} и N_{4-3} . Направление этих сил выбрано сначала соответствующим растяжению обоих стержней. Составим уравнения равновесия узла (суммы проекций сил на оси ox_0 и oy_0):

$$-N_{2-3} - N_{4-3} \cos(l_{3-4}, x) = 0;$$

$$-N_{4-3} \cos(l_{3-4}, y) - P = 0.$$

Здесь $\cos(l_{3-4}, x)$ и $\cos(l_{3-4}, y)$ — косинусы углов между осью стержня 3—4 и осями ox_0 и oy_0 соответственно. Решая эту систему, находим N_{2-3} и N_{4-3} . Далее переходим к узлу 2. К нему приложена сила N_{3-2} , равная найденной силе N_{2-3} , и присоединены два стержня с неизвестными силами N_{4-2} и N_{1-2} . Составим два уравнения равновесия для узла 2:

$$N_{3-2} + N_{4-2} \cos(l_{2-4}, x) - N_{1-2} \cos(l_{1-2}, x) = 0;$$

$$-N_{4-2} \cos(l_{2-4}, y) - N_{1-2} \cos(l_{1-2}, y) = 0.$$

Из этих уравнений находим N_{4-2} и N_{1-2} .

Переходим к узлу 1. Для него уравнения равновесия имеют вид

$$N_{2-1} \cos(l_{2-1}, x) + N_{4-1} \cos(l_{4-1}, x) + R_{1x} = 0;$$

$$N_{2-1} \cos(l_{2-1}, y) + R_{1y} = 0.$$

В этих уравнениях учтены и опорные реакции. Аналогично рассматривается узел 4.

Способ моментных точек состоит в мысленном рассечении одного из стержней с составлением уравнений моментов относительно выбранных соответственно точек. Рассекается тот стержень, усилие в котором нужно определить.

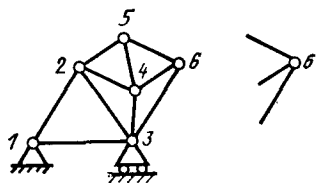


Рис. 3.5. Статически неопределимая ферма (усилия в стержнях узла 6 из уравнений равновесия найти нельзя)

Рассмотрим тот же пример. Разрежем стержень 2—3, как показано на рис. 3.4, в. Составленное из условия равновесия правой части фермы уравнение моментов относительно точки 4 имеет вид

$$N_{2-3}(y_3 - y_4) - P(x_3 - x_4) = 0.$$

Здесь $y_3 - y_1$ и $x_3 - x_4$ — плечи соответствующих сил. Из этого уравнения найдем N_{2-3} . Разрезаем стержень 3—4. Уравнение моментов относительно точки 2 будет

$$-P(x_3 - x_2) - N_{3-4}h_{3-4} = 0.$$

Отсюда находим N_{3-4} (h_{3-4} — плечо силы N_{3-4} относительно точки 2). Теперь разрежем стержень 1—4. Рассматривая равновесие левой части фермы из уравнения относительно точки 2

$$N_{4-1}(y_2 - y_1) - R_{1y}(x_2 - x_1) + R_{1x}(y_2 - y_1) = 0,$$

находим N_{4-1} . Далее проводим сечения IV и V. Из условия равновесия левой части, составляя уравнение моментов относительно точки 1, а затем точки 4, можно найти N_{2-4} и N_{1-2} (при этом используется уже найденное значение N_{2-3}).

Другие способы рассматриваются в более полных курсах строительной механики. Аналогичные способы применяются и при расчете пространственных ферм, но рассматривать их как и методы, относящиеся к плоским фермам, мы не будем.

В рассмотренном примере уравнений статики (равновесия) оказалось достаточно для определения усилий во всех стержнях. Такая ферма называется *статически определимой*.

На рис. 3.5 показана ферма, для которой уравнений статики недостаточно, чтобы найти усилия во всех стержнях. Такие конструкции называются *статически неопределимыми*. Дополнительные условия получают, рассматривая перемещения отдельных узлов. Описание методов расчета таких ферм дано в полных курсах строительной механики. Отметим, что ферма, получающаяся путем последовательного добавления узла с помощью двух стержней, соединяемых с узлами исходной конструкции, начиная с элементарной фермы — треугольника (рис. 3.6), всегда статически определима и геометрически неизменяема.

Каждый свободный узел как точка обладает на плоскости двумя степенями свободы (может перемещаться по двум взаимно перпендикулярным направлениям). Стержень как связь устраняет одну степень свободы. Поэтому для плоской фермы число степеней свободы $W = 2U - C$, где U и C — число узлов и

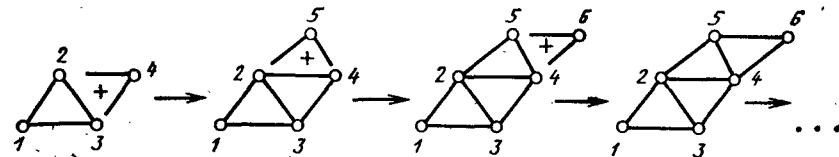


Рис. 3.6. Построение фермы добавлением узла с двумя стержнями

стержней. Если ферма имеет опорные узлы, то в число C следует включать и ΔC — стержни, которыми можно заменить опоры. Если опора неподвижна $\Delta C = 2$, для катка $\Delta C = 1$. Необходимым (но не достаточным) условием геометрической неизменяемости для фермы с опорными узлами является равенство $W = 0$, а для свободной фермы — равенство $W = 3$. При $W < 0$ или соответственно $W < 3$ ферма статически неопределима, а при $W > 0$ или соответственно $W > 3$ — геометрически изменяема. Так, для фермы, приведенной на рис. 3.2, общее число стержней, включая заменяющие опоры, $C = 6$. Поэтому $W = 2 \times 3 - 6 = 0$. Необходимое условие геометрической неизменяемости и статической определимости выполнено. Для того же треугольника без опор $W = 2 \cdot 3 - 3 = 3$, т. е. снова рассматриваемое условие выполняется. Для конструкции, показанной на рис. 3.3, $W = 2 \cdot 4 - 7 = 1$, она является механизмом. Для фермы, приведенной на рис. 3.5, $W = 2 \cdot 6 - (10 + 3) = -1$, она статически неопределима.

В реальных конструкциях для соединения стержней идеальные шарниры обычно не применяют. Узлы в той или иной мере стесняют относительные повороты стержней, в которых возникают дополнительные напряжения от их изгиба. Для их учета разработаны специальные методы.

3.3. ПЛАСТИНЫ. УСТОЙЧИВОСТЬ ПРИ СЖАТИИ И СДВИГЕ

Необходимость уменьшения массы конструкции вертолета приводит к широкому применению тонкостенных деталей, которые с большей или меньшей степенью приближения можно считать пластинами. Пластины могут быть нагружены внешними поперечными нагрузками. Например, пластина, являющаяся частью обшивки, нагружается аэродинамическим давлением, при этом она изгибается. Обычно по краям пластины расположены достаточно жесткие опорные элементы. Например, обшивка фюзеляжа соединена со шпангоутами и стрингерами, образующими прямоугольные опорные клетки. Из-за наличия подкреплений и воздействия соседних участков кромки пластины, заполняющей клетку, не могут свободно смещаться. Поэтому при действии поперечной нагрузки появляются внутренние

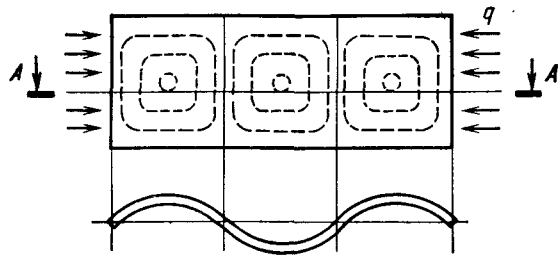


Рис. 3.7. Пластина, потерявшая устойчивость

растягивающие силы, лежащие в плоскости, касательной к прогнувшейся срединной поверхности пластины. Соответствующие нормальные напряжения называются *цепными*. Различают жесткие пластины, в которых цепными напряжениями можно пренебречь по сравнению с изгибными, и гибкие пластины (мембраны), для которых изгибные напряжения значительно меньше цепных. У жесткой пластины прогиб в несколько раз меньше ее толщины, у мембраны — в несколько раз превышает толщину. Жесткие пластины в определенной мере аналогичны балке, работающей на изгиб. Для мембраны аналогом является закрепленная по концам и натянутая нить. Теория пластин, нагруженных поперечной нагрузкой, хорошо разработана и рассматривается в общих курсах строительной механики.

Другой вид нагружения пластины — нагрузками в её срединной плоскости. Такое нагружение часто встречается в реальных конструкциях. Особое значение имеет случай нагружения пластины внешними сжимающими усилиями (рис. 3.7). Пусть внешние сжимающие погонные нагрузки q постепенно увеличиваются. Когда они достигнут определенного значения, пластина теряет устойчивость. Она выпучивается, срединная поверхность из плоской превращается в волнистую, с большим или меньшим числом полуволов на длине пластины. При дальнейшем небольшом увеличении q выпучивание увеличивается, и пластина без подкреплений ломается. Если пластина имеет продольные подкрепления (например, стрингеры), то способность воспринимать большие нагрузки сохраняется лишь частично. Напряжения в пластине при действии сжимающей погонной нагрузки $\sigma = q/\delta$, где δ — ее толщина. Критическое значение напряжения, при котором происходит потеря устойчивости, определяется по формуле

$$\sigma_{кр} = \frac{kE}{(b/\delta)^2}, \quad (3.2)$$

где E — модуль упругости; b — ширина пластины; δ — толщина пластины.

Ширина пластины измеряется перпендикулярно направлению действия сжимающей нагрузки. Коэффициент k зависит



Рис. 3.8. Пластина с шарнирно опертыми кромками

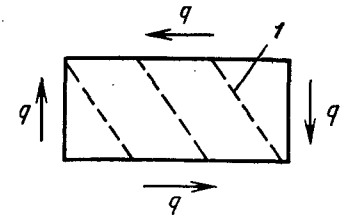


Рис. 3.9. Потеря устойчивости при сдвиге (1 — гребни воли)

от соотношения длины a и ширины пластины и граничных условий — способа закрепления кромок пластины. Для пластины с шарнирно опертыми кромками, которые не могут перемещаться перпендикулярно к ее плоскости, но могут поворачиваться (рис. 3.8) при $a/b > 1$, можно принять $k = 3,6$. Практически при расчетах обшивки значение k выбирают в зависимости от типа стрингеров. Если стрингеры достаточно мощные, хорошо сопротивляются изгибу, имеют совместно с обшивкой коробчатое сечение, то пластину можно считать защемленной по краям и $k = 6,3$. При открытых стрингерах $k = 3,6$ (как для пластины, опертой шарнирно). Значения $\sigma_{кр}$ обычно значительно меньше предела прочности. Поэтому способность воспринимать сжимающую нагрузку у пластины значительно хуже, чем растягивающую (при растяжении разрушение произойдет при $\sigma_x = \sigma_b$). Из формулы (3.2) видно, что критическое напряжение можно повысить, увеличивая толщину пластины и уменьшая ее ширину. С учетом этого выбирают шаг между продольными опорными элементами, например, стрингерами, подкрепляющими обшивку.

Пластина теряет устойчивость и при действии достаточно больших сдвигающих усилий в ее плоскости (рис. 3.9). В этом случае появляются волны, гребни которых составляют с продольной осью угол, близкий к 45° . Критические касательные напряжения определяются по формуле

$$\tau_{кр} = \frac{k_\tau E}{(b/\delta)^2},$$

которая совпадает с формулой (3.2). Коэффициент k_τ зависит от тех же факторов. Для шарнирно опертых кромок пластины $k_\tau = 5,05 + 3,4 (b^*/a^*)^2$. Здесь a^* и b^* — размеры сторон пластины, причем $a^* > b^*$.

Аналогичным образом теряет устойчивость обшивка фюзеляжа, которую можно рассматривать как оболочку или изогнутую пластинку. Критическое напряжение потери устойчивости

цилиндрической панели определяется по формуле

$$\sigma_{кр} = \frac{kE}{(b/\delta)^2} + \frac{k_d E}{R/\delta},$$

где R — радиус кривизны панели. Коэффициент k_d по результатам эксперимента принимают равным 0,3. Из приведенной формулы следует, что для цилиндрической оболочки критические напряжения выше, чем для соответствующей пластины тех же размеров.

3.4. ИЗГИБ БАЛОК И ТОНКОСТЕННЫХ ПОДКРЕПЛЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ (ОБОЛОЧЕК)

Рассмотрим балку с одинаковыми по ее длине поперечными сечениями, имеющими вертикальную ось симметрии (левая и правая части сечения при наложении совпадают) — рис. 3.10. Пусть на концы балки действуют внешние моменты M , изгибающие ее в вертикальной плоскости. Такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях возникает только изгибающий момент, называется *чистым изгибом*. При чистом изгибе сечение $A-A$, расположенное на середине длины балки после приложения момента M остается плоским. Это следует из условия симметрии — точки этого сечения не могут сместиться влево или вправо, так как обе стороны равноправны. Если теперь рассмотреть [7, 19] сечение $B-B$, расположенное посередине левой (или правой) половины балки, то для него можно сделать такое же заключение, и т. д. Таким обра-

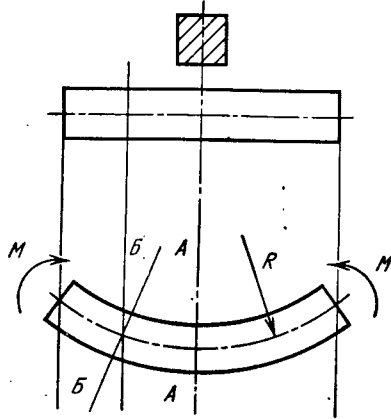


Рис. 3.10. Изгиб балки

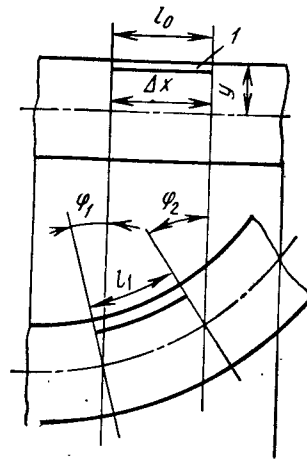


Рис. 3.11. Уменьшение длины волокна при изгибе балки (l — рассматриваемое волокно)

зом, при чистом изгибе все сечения после приложения нагрузки остаются плоскими и только поворачиваются на некоторый угол φ . Проведем два сечения на расстоянии Δx относительно друг друга (рис. 3.11). Углы поворота этих сечений обозначим φ_1 и φ_2 . Длины продольного волокна, заключенного между этими сечениями, до и после деформации

$$l_0 = \Delta x;$$

$$l_1 = \Delta x + \varphi_2 y - \varphi_1 y,$$

где y — расстояние волокна от точки, вокруг которой поворачивается сечение. Относительное удлинение

$$\epsilon = \frac{l_1 - l_0}{l_0} = \frac{\varphi_2 - \varphi_1}{\Delta x} y = \frac{\Delta \varphi}{\Delta x} y.$$

Следовательно, относительные удлинения в сечении изменяются по линейному закону пропорционально расстоянию до точки, относительно которой поворачивается сечение. В соответствии с законом Гука нормальное напряжение

$$\sigma = E\epsilon = E \frac{\Delta \varphi}{\Delta x} y \quad (3.3)$$

также пропорционально y .

Для определения положения точки, относительно которой поворачивается сечение, и величины $\frac{\Delta \varphi}{\Delta x}$ используем условия равновесия отсеченной части балки. Упругая сила N в сечении вдоль оси балки определяется суммированием сил, действующих на элементарных площадках сечения,

$$N = \int_F \sigma dF = E \frac{\Delta \varphi}{\Delta x} \int_F y dF.$$

Здесь интеграл берется по всему сечению, dF — площадь элементарной площадки в сечении. Так как внешняя сила вдоль оси стержня отсутствует, то $N=0$. Поэтому

$$\int_F y dF = 0.$$

Следовательно, точка, вокруг которой поворачивается сечение, — его центр тяжести, так как рассматриваемый интеграл обращается в нуль, если y отсчитывается от центра тяжести. Выражение для определения изгибающего момента, создаваемого нормальными напряжениями и равного внешнему изгибающему моменту M , имеет вид

$$M = \int_F \sigma dF y = E \frac{\Delta \varphi}{\Delta x} \int_F y^2 dF. \quad (3.4)$$

Здесь элементарные силы σdF умножаются на соответствующие плечи y , и полученные элементарные моменты суммируются (интегрируются) по всей площади сечения. Интеграл в правой части называется *моментом инерции сечения*

$$\int y^2 dF = I. \quad (3.5)$$

Из формулы (3.4) с учетом (3.5) находим

$$E \frac{\Delta\varphi}{\Delta x} = \frac{M}{I}. \quad (3.6)$$

Подставляя полученное соотношение в формулу (3.3), получим окончательную формулу для определения нормальных напряжений

$$\sigma = \frac{M}{I} y. \quad (3.7)$$

Максимальное по абсолютной величине нормальное напряжение возникает в наиболее удаленном волокне ($|y| = y_{\max}$). В курсе сопротивления материалов вводят момент сопротивления $W = I/y_{\max}$, и формулу (3.7) записывают в следующем виде:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W}.$$

Вывод формулы (3.7) основан на том, что поперечное сечение при изгибе остается плоским. Для рассмотренного случая чистого изгиба это было установлено точно. Однако в большинстве случаев в поперечных сечениях балки наряду с изгибающим моментом действует поперечная сила, а сами сечения могут изменяться по длине балки. При нагружении поперечное сечение не остается плоским. Однако, как правило, нормальные напряжения от изгибающего момента можно достаточно точно определить по той же формуле (3.7).

Этот результат может быть обобщен и на случай тонкостенной балки, а также цилиндрической или близкой к ней оболочки. В поперечном сечении такой оболочки при действии изгибающего момента возникают нормальные напряжения, определяемые по формуле (3.7). Наибольшие по абсолютной величине напряжения возникнут в крайних верхнем и нижнем волокнах. С одной стороны — растягивающие, с другой — сжимающие. Применяемые в авиации оболочки состоят из тонкой обшивки, подкрепленной лонжеронами, стрингерами (в продольном направлении) и шпангоутами (поперек оси оболочки). Они образуют клетки, как бы разбивающие обшивку на отдельные части, представляющие собой искривленные пластины. При определенном значении сжимающих напряжений участки оболоч-

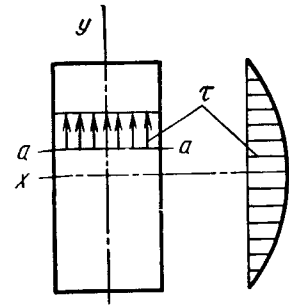
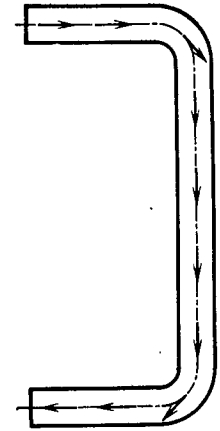


Рис. 3.12. Касательные напряжения в балке сплошного сечения

Рис. 3.13. Касательные напряжения в незамкнутом сечении



ки теряют устойчивость аналогично сжатой пластине (см. разд. 3.3). Представление о распределении напряжений в соответствии с формулой (3.7) справедливо только при таких значениях изгибающего момента, при которых напряжения в обшивке меньше критических. При больших значениях M некоторые участки обшивки не воспринимают возрастающую нагрузку. Элементы, не потерявшие устойчивость, нагружаются сильнее. Конструкция в целом сохраняет несущую способность. При еще большем изгибающем моменте происходит разрушение. Чаще всего теряет устойчивость значительная часть конструкции в целом (в сжатой зоне). Разрушения в растянутой зоне (разрыв стрингеров и обшивки) встречаются редко.

Если на балку или оболочку действуют поперечные внешние нагрузки, то в поперечном сечении возникают касательные напряжения. Соответствующие им элементарные силы в сумме уравнивают внешнюю поперечную силу. Распределение касательных напряжений существенно зависит от положения внешней силы относительно поперечного сечения и его формы. Для балки, имеющей сплошное, симметричное относительно вертикальной оси сечение, если поперечная сила приложена вдоль этой оси (рис. 3.12), касательные напряжения определяются по формуле Журавского

$$\tau = \frac{QS^*}{Ib}, \quad (3.8)$$

где I — момент инерции сечения; b — ширина сечения; S^* — статический момент части сечения, расположенной выше прямой $a-a$, отсекающей верхнюю его часть (см. рис. 3.12):

$$S^* = \int_{F^*} y dF$$

(интегрирование выполняется по площади F^* выше указанной прямой). Значения τ соответствуют точкам на прямой $a-a$.

Наибольшие напряжения получаются в точках на оси x , проходящей через центр тяжести сечения. Формула (3.8) является приближенной и не вполне точно отражает распределение τ вблизи контура сечения. Также не вполне точным является принятое при выводе формулы (3.8) предположение о том, что компонент напряжения τ , перпендикулярный оси y , равен нулю. В сечении тонкостенной балки или оболочки касательные напряжения направлены по касательной к средней линии стенки сечения (рис. 3.13). Для их определения в незамкнутом сечении служит формула

$$\tau = \left| \frac{QS^*}{I_b} \right|, \quad (3.9)$$

которая отличается от формулы (3.7) тем, что в знаменатель входит толщина стенки δ (вместо ширины сечения b). Напряжения τ полагаются постоянными по толщине стенки. В замкнутом симметричном относительно вертикальной оси сечении касательные напряжения распределены в соответствии с формулой (3.9) при условии, что S^* вычисляется, начиная от наиболее удаленной (по оси y) части сечения в предположении, что оно разрезано по оси y . Касательные напряжения в точках $y = y_{\max}$ и $y = y_{\min}$ равны нулю. Наибольшие значения будут при $y = 0$. Направление касательных напряжений определяется направлением поперечной силы Q в сечении. Если Q направлена вниз, то напряжения в верхней части сечения направлены от разреза вниз и в нижней части — к оси y (см. разд. 3.6).

3.5. КРУЧЕНИЕ БАЛОК И ТОНКОСТЕННЫХ ПОДКРЕПЛЕННЫХ КОНСТРУКЦИЙ (ОБОЛОЧЕК)

Пусть внешняя поперечная сила приложена не по вертикальной оси симметрии сечения, а перенесена в сторону, оставаясь при этом параллельной оси y (рис. 3.14). Момент этой силы относительно центра тяжести $M_{кр} = Pz_0$ вызовет закручивание балки или оболочки. В поперечном сечении появятся дополнительные касательные напряжения, уравнивающие $M_{кр}$. В общем случае несимметричного сечения балки или оболочки существует точка, обладающая тем свойством, что приложенная к ней внешняя поперечная сила кручения не вызывает. Эта точка называется *центром жесткости*. Если линия действия силы не проходит через центр жесткости балки, то оболочка закручивается. Для симметричного сечения центр жесткости расположен на оси симметрии. Крутящий момент в сечении может быть вызван также внешним крутящим моментом (например, парой сил, приложенных в плоскости сечения).

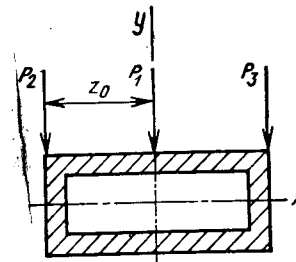


Рис. 3.14. Центр жесткости сечения

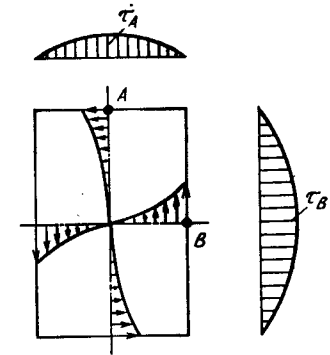


Рис. 3.15. Касательные напряжения от крутящего момента в балке сплошного сечения

Способность воспринимать крутящий момент, величина и распределение касательных напряжений существенно зависят от формы сечения. Из курса сопротивления материалов известно, что для балки со сплошным круглым сечением величина касательных напряжений τ пропорциональна расстоянию до центра тяжести сечения, а направлены они по касательным к концентрическим окружностям с центром в той же точке. Для сечения другой формы решение получают методами теории упругости. На рис. 3.15 показаны некоторые результаты расчета для балки прямоугольного сечения.

Касательные напряжения должны уравнивать внешний крутящий момент (иначе мысленно отсекаемая часть балки не будет находиться в равновесии). Момент от касательных напряжений образуется как сумма произведений элементарных касательных сил $\tau \Delta F$ (ΔF — элемент площади сечения) на соответствующее плечо (расстояние до центра жесткости) — рис. 3.16. Если уменьшить ширину поперечного сечения b , то плечи элементарных сил $\tau \Delta F$, действующих по длинным сторонам прямоугольника, уменьшаются. Уменьшается также часть момента, создаваемая напряжениями, действующими в верхней и нижней частях прямоугольника, поскольку уменьшается площадь этих частей. Следовательно, для уравнивания внешнего момента значения τ должны возрастать. Увеличение τ вызывает большие деформации сдвига и балка закручивается сильнее. Таким образом, балка малой толщины плохо воспринимает крутящий момент: возникают большие углы закручивания и большие касательные напряжения, которые могут привести к ее разрушению. Этот вывод подтверждается простым опытом. Обычную линейку трудно разорвать прикладывая осевые силы. Ее трудно прогнуть, прикладывая момент в плоскости линейки (линейка легко изгибается в перпендикулярной плоскости по

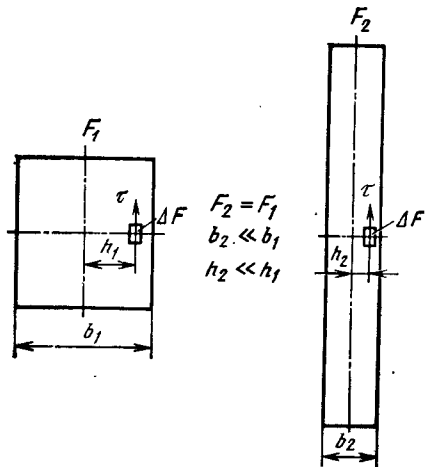


Рис. 3.16. Моменты элементарных касательных сил

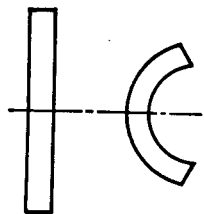


Рис. 3.17. Преобразование прямоугольного сечения

той же причине — из-за малости плеч элементарных сил, уравнивающих момент). Однако линейку легко закрутить и даже сломать при этом.

Выводы не меняются, если преобразовать прямоугольное сечение, сохраняя его длину и ширину, как показано на рис. 3.17 (т. е. они распространяются на тонкостенные балки или оболочки с любым незамкнутым контуром). Большие касательные напряжения, возникающие в рассматриваемых объектах, приводят к большим деформациям сдвига. Плоские поперечные сечения после приложения крутящего момента становятся неплоскими — деформируются. Предположим, что по концам тонкостенной балки или оболочки расположены жесткие тела, препятствующие деформации сечений при кручении. В отличие от рассмотренного ранее свободное кручение теперь имеет место стесненное кручение. Опыты и расчеты показывают, что при том же крутящем моменте касательные напряжения и углы закрутки существенно уменьшаются по сравнению со свободным кручением того же объекта. Вместе с тем в поперечных сечениях возникают нормальные напряжения. Причина их появления — стеснение деформации сечений. Пусть вначале оболочка имеет возможность деформироваться, т. е. происходит свободное кручение (рис. 3.18). Чтобы вернуть точки сечения в одну плоскость (из которой они вышли при свободном кручении), необходимо приложить по площадям торцевых сечений элементарные силы, параллельные оси балки (оболочки). Эти силы и вызывают появления нормальных напряжений.

Иначе воспринимают крутящий момент тонкостенные балки или оболочки, у которых поперечное сечение имеет замкнутый контур (рис. 3.19). Проведем два поперечных сечения на расстоянии Δx друг от друга. Из получившегося между ними коль-

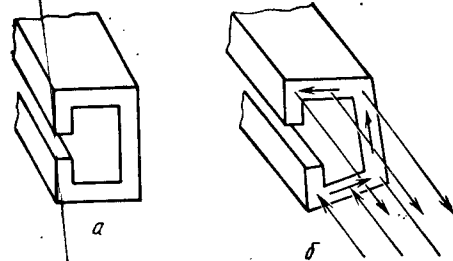


Рис. 3.18. Стеснение деформации сечения:
а — сечение до нагружения; б — появление нормальных сил

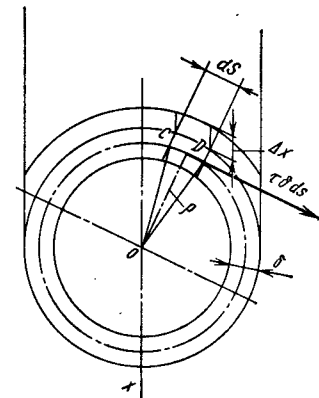


Рис. 3.19. Тонкостенная оболочка с замкнутым контуром

ца выделим элемент с помощью двух плоскостей (рис. 3.20). Исследуем условия равновесия этого элемента, который можно приблизительно считать прямоугольным параллелепипедом. Для этого введем систему координат $O_1x_1y_1z_1$, у которой ось y_1 перпендикулярна срединной поверхности элемента, а ось x_1 параллельна оси оболочки x . На гранях элемента, перпендикулярных оси x_1 , действуют касательные напряжения τ , равнодействующие которых обозначим T_1 и T_2 . Из условия равновесия элемента, полагая, что нормальные напряжения на гранях, перпендикулярных оси z_1 , отсутствуют, заключаем, что T_1 и T_2 должны быть равны по величине и противоположны по направлению. Предположим теперь, что равнодействующая T_1 (и соответственно T_2) направлена под некоторым углом к контуру сечения. Разложим ее на две составляющие — перпендикулярную T_n и параллельную T_k контуру. Составляющая T_n дает относительно оси z_1 момент, равный $T_n \Delta x / 2$, такой же момент возникает от T_2 . Чтобы уравновесить этот момент на внешней (внутренней) поверхности элемента (поверхности, перпендикулярной оси y_1), должны действовать соответствующие касательные напряжения τ_{yp} . Однако эта поверхность свободна от нагрузки и к ней никаких внешних сил не приложено, поэтому $\tau_{yp} = 0$. Следовательно, должна быть равна

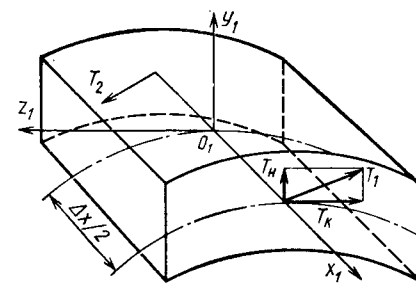


Рис. 3.20. Элемент оболочки

нулю и составляющая T_n . Поэтому равнодействующая касательных напряжений на площадке, перпендикулярной оси x_1 , должна быть направлена по касательной к контуру. Если принять, что по толщине стенки касательные напряжения распределены равномерно, то, учитывая установленное направление T , можно заключить, что они должны быть направлены по касательной к контуру сечения. Это положение можно рассматривать и как следствие применения закона парности касательных напряжений, вывод которого дан в курсе сопротивления материалов. Отметим также, что обоснованное здесь условие параллельности касательных напряжений вблизи контура сечения касательным к этому контуру появлялось и ранее при рассмотрении оболочек с незамкнутым сечением. Обратимся теперь к условию равновесия моментов относительно оси y_1 . Силы T_1 и T_2 создают момент $T_1 \frac{\Delta x}{2} + T_2 \frac{\Delta x}{2} = T \Delta x$, который должен быть уравновешен. По-

этому на гранях, перпендикулярных к оси z_1 , возникают касательные напряжения. Из условия равновесия сил по оси x_1 напряжения τ должны быть направлены в противоположные стороны, равны друг другу и напряжениям τ на гранях, перпендикулярных оси x_1 . На боковой грани (перпендикулярной z_1) смежного с рассматриваемым элементом в соответствии с третьим законом Ньютона также должны возникнуть касательные напряжения той же величины. Из условия равновесия моментов относительно оси y_1 для такого элемента следует, что на его гранях, перпендикулярных x_1 , должны действовать такие же по величине касательные напряжения τ . Таким образом, при движении вдоль контура величина касательных напряжений в сечении не изменяется. Следовательно, во всех точках сечения касательные напряжения одинаковы по величине и направлены параллельно касательным к контуру. Установив это, можно найти момент, создаваемый этими напряжениями. Умножив элементарную силу $\tau \delta dS$ (δ — толщина стенки) на плечо ρ относительно центра жесткости и интегрируя по контуру, получим

$$M_{кр} = \oint \tau \rho dS = \tau \delta \oint \rho dS.$$

Здесь произведение $\tau \delta$ вынесено за знак интеграла, поскольку было установлено, что касательные напряжения постоянны по контуру. Выявим теперь геометрический смысл интеграла в полученном выражении. Из рис. 3.19 следует, что произведение ρdS представляет собой удвоенную площадь элементарного треугольника OCD . Следовательно, рассматриваемый интеграл равен удвоенному значению площади Ω , ограниченной средней линией контура сечения. Поэтому можно записать

$$M_{кр} = \tau \delta 2\Omega.$$

Следовательно,

$$\tau = \frac{M_{кр}}{2\Omega \delta}. \quad (3.10)$$

Эта формула является ответом в задаче определения касательных напряжений в замкнутом контуре при действии на оболочку крутящего момента. Из нее следует, что при достаточно большой площади, ограниченной сечением, оболочка может воспринимать большой крутящий момент.

3.6. ПРИМЕР ОПРЕДЕЛЕНИЯ НОРМАЛЬНЫХ И КАСАТЕЛЬНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В СЕЧЕНИИ ОБОЛОЧКИ

Определим нормальные и касательные напряжения в поперечном сечении тонкостенной с подкреплениями оболочки. Сечение (для облегчения расчетов выбрано прямоугольное сечение с двумя осями симметрии) показано на рис. 3.21. Обшивка подкреплена четырьмя продольными поясами в углах площадью $F=450 \text{ мм}^2$ каждый и четырьмя стрингерами площадью $f=50 \text{ мм}^2$ каждый, расположенными, как показано на рис. 3.21. В сечении действует изгибающий момент относительно оси x : $M=4 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ и поперечная сила $Q=2 \cdot 10^4 \text{ Н}$, положение которой по отношению к сечению показано на рис. 3.22. Для определения нормальных напряжений используем формулу (3.7). Сначала найдем момент инерции сечения относительно оси x , для чего каждую площадь (обшивки, поясов и стрингеров) умножим на квадрат расстояния до оси x (собственными моментами инерции отдельных частей, а также некоторым уменьшением расстояний от центров тяжести элементов до оси x за счет толщин обшивки и стенок полок пренебрегаем):

$$I = 2b\delta y^2 + 4Fy^2 + 4fy^2 = 2 \cdot 300 \cdot 2 \cdot 65^2 + 4 \cdot 450 \cdot 65^2 + 4 \cdot 50 \cdot 65^2 = 13,52 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4.$$

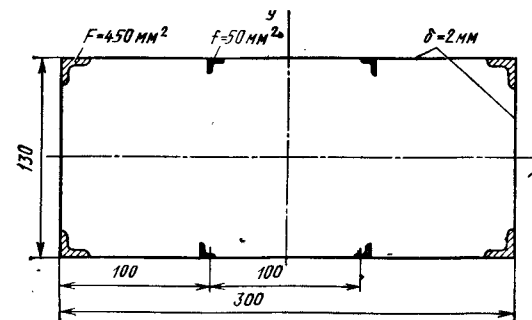


Рис. 3.21. Поперечное сечение оболочки

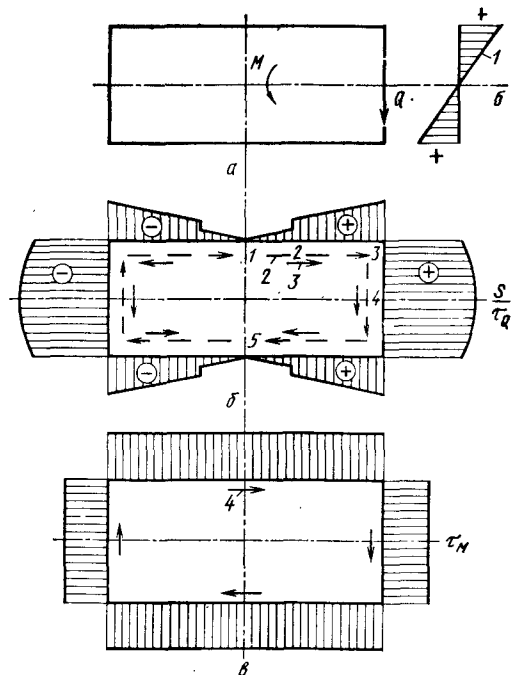


Рис. 3.22. Напряжения в сечении оболочки:

a — нормальные; *b* — статический момент и касательные напряжения от поперечной силы; *в* — касательные напряжения от крутящего момента; 1 — эпюра S^* ; 2 — направление обхода контура; 3 — направление τ_Q ; 4 — направление τ_M

Нормальные напряжения в верхней и нижней панелях по формуле (3.7) будут

$$\sigma = \frac{M}{I} y = \frac{4 \cdot 10^4}{13,52 \cdot 10^{-6}} \cdot 0,065 = 192 \text{ МПа.}$$

Эпюра нормальных напряжений приведена на рис. 3.22, *a*. Теперь определим касательные напряжения. Сечение симметрично относительно осей x и y , поэтому центр жесткости лежит на пересечении этих осей. Перенесем силу Q в центр жесткости. Соответствующие касательные напряжения τ_Q найдем по формуле (3.9). При этом сделаем разрез контура по оси y (см. рис. 3.22, *б*), от которого и начнем отсчитывать статический момент. На участке 1—2 статический момент возрастает при движении от точки 1 к точке 2: $S_{1-2}^* = \delta S y = 2S \cdot 65 = 130 S$ и в точке 2 становится равным $S_2^* = 6500 \text{ мм}^3$. Далее следует скачок — прибавляется статический момент стрингера $S_{стр} = f y = 50 \cdot 65 = 3250 \text{ мм}^3$. При движении от точки 2 к точке 3 статический момент изменяется по закону $S_{2-3}^* = S_2^* + S_{стр} + \delta S y$, в точке 3 достигает значения $S_3^* = 22750 \text{ мм}^3$ и скачком увеличивается на $S_n = F y = 450 \cdot 65 = 29250 \text{ мм}^3$, становясь равным $S_3^{*+} = 52000 \text{ мм}^3$. Далее на стороне сечения 3—4 статический момент изменяется по параболе и в точке 4 становится равным

$$S_4^* = 52000 + 2 \cdot 65 \cdot \frac{65}{2} = 56225 \text{ мм}^3. \text{ При дальнейшем обходе}$$

по контуру сечения координата y становится отрицательной и S^* начинает уменьшаться. В точке 5 $S^* = 0$ и т. д. Эпюра S^* приведена на рис. 3.22, *б*, стрелками 2 показано направление обхода. Касательные напряжения изменяются пропорционально S^* , как это следует из формулы (3.9):

$$\tau_Q = \left| \frac{QS^*}{I\delta} \right| = \frac{2 \cdot 10^4}{13,52 \cdot 10^{-6} \cdot 0,002} |S^*| = 7,396 \cdot 10^{11} |S^*|.$$

Максимальное касательное напряжение будет в точке 4. Оно равно $\tau_Q = 7,396 \cdot 10^{11} \cdot 56225 \cdot 10^{-9} = 41,58 \text{ МПа}$. Эпюра касательных напряжений имеет тот же вид, что и эпюра S^* , только без учета знака статического момента. Направление касательных напряжений показано стрелками 4. Относительно центра жесткости сила Q в ее исходном положении создаст крутящий момент $M_{кр} = Ql = 2 \cdot 10^4 \cdot 0,15 = 3000 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Соответствующие касательные напряжения определяются по формуле (3.10). Площадь, ограниченная контуром сечения, $\Omega = 300 \cdot 130 = 39000 \text{ мм}^2$. Под-

ставляя эти значения в формулу (3.10), получим $\tau_M = \frac{M_{кр}}{2\Omega\delta} =$

$$= \frac{3000}{2 \cdot 3900 \cdot 10^{-6} \cdot 0,002} = 19,23 \text{ МПа. Эти напряжения постоянны}$$

по контуру (см. рис. 3.22, *в*). Касательные напряжения τ_Q и τ_M на одной стороне контура (справа) складываются и $\tau_{max} = 41,58 + 19,23 = 60,81 \text{ МПа}$, а на другой — вычитаются.

Проверим обшивку на потерю устойчивости. По формуле (3.2) для стальной обшивки ($E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$) имеем $\sigma_{кр} = \frac{3,6 \cdot 2 \cdot 10^5}{(100/2)^2} = 288 \text{ МПа}$. Критическое напряжение больше дей-

ствующего, стальная обшивку устойчивость не теряет. Если же обшивка из алюминиевого сплава, то $E = 6,67 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ и критическое напряжение втрое меньше ($\sigma_{кр} = 96 \text{ МПа}$). Это меньше, чем напряжение сжатия при действии изгибающего момента. Следовательно, обшивка из алюминиевого сплава при нагружении потеряла бы устойчивость. Для определения критических касательных напряжений находим $k_\tau = 5,05 + 3,4 \left(\frac{b}{a}\right)^2 = 5,05 + 3,4 \cdot 1^2 = 8,45$ (принято $a = b$). При этом $\tau_{кр} = \frac{k_\tau E}{(b/\delta)^2} =$

$$= \frac{8,45 \cdot 2 \cdot 10^5}{(130/2)^2} = 400 \text{ МПа, что в несколько раз больше макси-$$

мального значения действующего касательного напряжения. Следовательно, потери устойчивости не происходит.

Контрольные вопросы

1. Что такое расчетная схема конструкции?
2. Что такое брус и оболочка?
3. Что такое потеря устойчивости стержня?
4. Укажите методы определения сил в стержнях фермы.
5. Назовите особенности нагружения пластины.
6. Что такое потеря устойчивости пластины?
7. Как распределяются напряжения в сечении тонкостенной оболочки при действии изгибающего момента?
8. Какая оболочка лучше воспринимает крутящий момент — замкнутая или незамкнутая?
9. Что такое стесненное кручение?

ГЛАВА 4

ПОНЯТИЕ О КОЛЕБАНИЯХ. СОБСТВЕННЫЕ И ВЫНУЖДЕННЫЕ КОЛЕБАНИЯ

4.1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ. КЛАССИФИКАЦИЯ КОЛЕБАНИЙ

Совокупность объектов, взаимодействующих между собой и с окружающей средой по определенным законам, называется *системой*. Ее состояние в каждый момент времени можно описать с помощью выбранных определенных образом параметров. Процесс изменения параметра по времени, который характеризуется поочередным его возрастанием и убыванием, называется *колебательным*. Колебания широко распространены в природе и технике (колебания атомов вещества, биение сердца, световые волны, радиотехника и т. д.). Мы будем рассматривать механические колебания, т. е. колебания механических систем. Колебания разделяются на стационарные и нестационарные. Простейшим, но часто встречающимся видом стационарных колебаний являются гармонические (синусоидальные) колебания, при которых исследуемый параметр x изменяется (рис. 4.1) по закону

$$x = A \sin(\omega t - \varepsilon). \quad (4.1)$$

Здесь A — амплитуда колебаний — наибольшее отклонение x от нуля (при $\sin(\omega t - \varepsilon) = \pm 1, x = \pm A$). Круговая частота ω связана с частотой f соотношением $\omega = 2\pi f$. Частота f — число полных циклов колебаний в единицу времени. Величина ε называется *начальной фазой* и характеризует моменты времени ($t_n = \frac{\varepsilon}{2\pi} T + nT, n=0, 1, \dots$), в которые перемещение $x=0$. При $\varepsilon=0$ формула (4.1) принимает вид

$$x = A \sin \omega t.$$

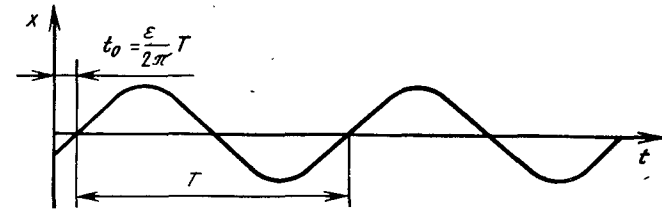


Рис. 4.1. Синусоидальный колебательный процесс (T — период колебаний)

Следовательно, $x=0$ при $t=0, \frac{\pi}{\omega}, \frac{2\pi}{\omega}$ и т. д. Наибольшее значение $x=A$ будет при $\sin \omega t=1$, т. е. при $t = \frac{\pi}{2\omega}, \frac{3\pi}{2\omega}, \frac{5\pi}{2\omega}$ и т. д. При $\varepsilon=90^\circ$ из формулы (4.1) имеем $x=A \cos \omega t$, перемещение $x=0$ при $t = \frac{\pi}{2\omega}, \frac{3\pi}{2\omega}$ и т. д., а наибольшие отклонения будут в моменты времени $t=0, \frac{\pi}{\omega}, 2 \frac{\pi}{\omega}$ и т. д. Зная ω или f , можно найти период колебаний, т. е. время одного цикла:

$$T = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{1}{f}.$$

Более сложным является полигармонический процесс. Он представляет собой сумму гармонических (синусоидальных) колебаний — гармоник:

$$x = \sum_n A_n \sin(\omega_n t - \varepsilon_n). \quad (4.2)$$

Число слагаемых и значения параметров определяются конкретной задачей. На рис. 4.2 дан пример полигармонического процесса, состоящего из двух гармоник с соотношением круговых частот $\omega_2/\omega_1=5$ и амплитуд $A_2/A_1=0,8$. На практике встречаются также случайные стационарные процессы колебаний, которые вызваны воздействием каких-либо случайных нагрузок, например, возмущений беспокойной атмосферы.

На рис. 4.3 приведены примеры нестационарных колебаний — расходящихся и затухающих. Возможны также нестационарные случайные колебания.

Силы, действующие извне на систему, а также внутренние силы в ее связях имеют различный характер. Силы, которые возникают в связи с отклонениями частей системы от положения равновесия и стремятся вернуть их в это положение, называются *восстанавливающими*, к ним относятся силы упругости. Рассмотрим простейшую систему (рис. 4.4), состоящую из массы и пружины. При перемещении массы вследствие растяже-

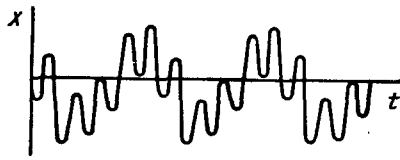
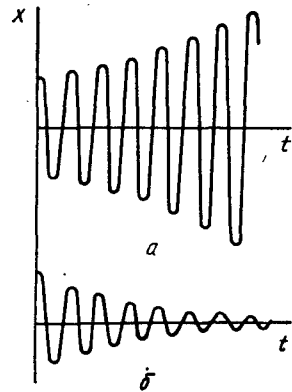


Рис. 4.2. Полигармонический процесс

Рис. 4.3. Расходящиеся (а) и затухающие (б) колебания



ния или сжатия пружины возникает сила, стремящаяся вернуть ее в исходное положение. Величина этой силы пропорциональна ее сжатию (растяжению)

$$P = -cx. \quad (4.3)$$

Коэффициент пропорциональности c называется *жесткостью*. Жесткость — это сила, которую надо приложить, чтобы вызвать единичное перемещение объекта. Понятие жесткости имеет большое значение в теории колебаний. Жесткость можно найти опытным путем. Для этого приложим к массе M горизонтальную силу F извне. Измерим величину этой силы и величину перемещения груза (деформации пружины) δ . Жесткость в соответствии с определением

$$c = \frac{F}{\delta}.$$

Зависимость вида (4.3) называется *линейной*. В определенных случаях зависимость силы от смещения может быть *нелинейной*. На рис. 4.5, а приведена балочка, работающая на изгиб. Жесткость такой балочки обратно пропорциональна ее длине, взятой в кубе. На рис. 4.5, б дополнительно введены ограничи-

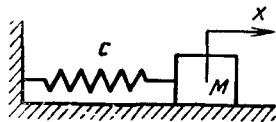


Рис. 4.4. Просейшая колебательная система

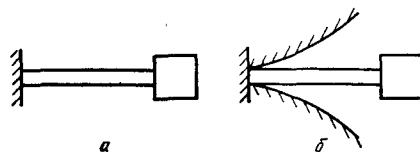


Рис. 4.5. Системы с линейной (а) и нелинейной (б) зависимостями восстанавливающей силы от перемещения

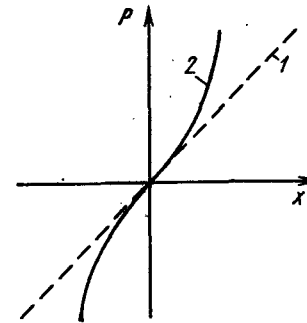
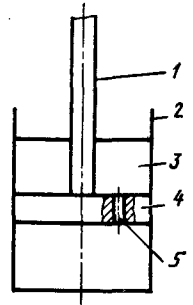


Рис. 4.6. Линейная (1) и нелинейная (2) зависимости восстанавливающей силы от перемещения

Рис. 4.7. Амортизатор с вязким трением:

1 — шток; 2 — цилиндр; 3 — жидкость; 4 — поршень; 5 — малое отверстие



тели. Когда балочка, изгибаясь, ложится на ограничитель, ее эффективная длина уменьшается и жесткость возрастает. Поэтому зависимость восстанавливающей силы от перемещения конца балки имеет вид, приведенный на рис. 4.6, и является нелинейной.

Силы, возникающие при наличии скорости и направленные против скорости, называются *демпфирующими*. Такая сила возникает, например, в вязком амортизаторе (рис. 4.7), сопротивление которого пропорционально скорости движения поршня:

$$P = -HV, \quad (4.4)$$

где H — коэффициент пропорциональности, определяемый конструктивными параметрами амортизатора; V — скорость движения. Характеристика (4.4) приведена на рис. 4.8, а. В случае сухого трения характеристика имеет вид, показанный на рис. 4.8, б. Поскольку сила направлена против скорости, она всегда совершает отрицательную работу, что и является отличительным признаком демпфирующей силы.

Колебания в различных механических системах можно подразделить на четыре класса: свободные, вынужденные, параметрические и автоколебания. Свободные колебания происходят в изолированной системе после внешнего возмущения. В процессе колебаний энергия извне не доставляется. Вынужденные колебания происходят под действием внешних сил,

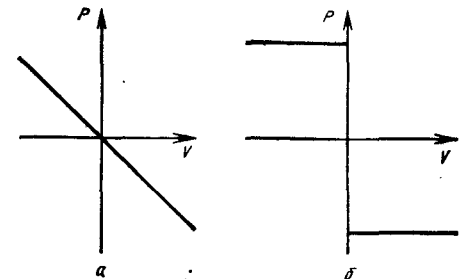


Рис. 4.8. Зависимости демпфирующей силы от скорости:

а — при вязком трении; б — при сухом трении

которые действуют независимо от движения системы. Энергия доставляется от источника, создающего внешнюю силу. Параметрические колебания вызываются изменениями одного из параметров системы, а автоколебания развиваются за счет источника энергии, составляющего неотъемлемую часть системы. Колебания каждого класса имеют общие характерные черты, отличающиеся от особенностей колебаний другого класса.

Другая форма классификации — деление систем на линейные и нелинейные. Зависимости (4.3) и (4.4) — линейные и система, в которой реализуются зависимости только такого вида — *линейная*. Если силы связаны с перемещениями и скоростями нелинейно, как на рис. 4.6 и 4.8, б, то система называется *нелинейной*. Линейные системы обладают многими общими свойствами. Свойства нелинейных систем во многом различаются в зависимости от конкретных проявлений нелинейности. Исследование нелинейных систем сопряжено со значительными математическими трудностями. Часто систему линеаризуют, заменяя нелинейные зависимости подходящими линейными, однако при этом могут быть упущены важные особенности колебаний. Колебательные системы различают также по числу степеней свободы — числу независимых параметров, которые надо задать, чтобы характеризовать положение всех масс системы.

Примеры, иллюстрирующие изложенные понятия, будут приведены в разд. 4.2—4.5.

4.2. КОЛЕБАНИЯ ЛИНЕЙНОЙ СИСТЕМЫ С ОДНОЙ СТЕПЕНЬЮ СВОБОДЫ

Рассмотрим сначала собственные колебания массы M в системе, изображенной на рис. 4.4. Будем считать, что масса может перемещаться только в горизонтальном направлении в плоскости рисунка, массой пружины пренебрегаем. При таком подходе систему можно считать системой с одной степенью свободы. Для того чтобы определить положение одной массы M , надо задать один параметр — перемещение M из положения равновесия. Силу, создаваемую пружиной, считаем пропорциональной ее растяжению или сжатию (4.3). Таким образом, эта система является линейной. Составим уравнение колебаний. В соответствии со вторым законом Ньютона

$$Mw = F. \quad (4.5)$$

Ускорение w — вторая производная перемещения по времени. В дальнейшем для сокращения будем обозначать производные по времени точками

$$w = \frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x}.$$

На массу M действует сила пружины (4.3), поэтому уравнение (4.5) будет иметь вид

$$M\ddot{x} = -cx. \quad (4.6)$$

Знак минус в правой части поставлен потому, что сила пружины действует против перемещения. Собирая оба слагаемых в левой части и разделив на M , получим

$$\ddot{x} + \frac{c}{M}x = 0.$$

Это линейное дифференциальное уравнение. Введя новое обозначение

$$\frac{c}{M} = p^2, \quad (4.7)$$

его можно записать следующим образом:

$$\ddot{x} + p^2x = 0. \quad (4.8)$$

Решение такого уравнения имеет вид

$$x = C_1 \cos pt + C_2 \sin pt. \quad (4.9)$$

[В этом можно убедиться, подставив уравнение (4.9) в (4.8)]. Здесь C_1 и C_2 — пока неизвестные постоянные. Из уравнения (4.9) следует, что масса M совершает гармонические колебания с круговой частотой p . Число колебаний в единицу времени $f = p/2\pi$. Таким образом выясняется физический смысл введенного (4.7) параметра. Из формулы (4.7) находим

$$p = \sqrt{\frac{c}{M}}. \quad (4.10)$$

Следовательно, круговая частота p зависит только от характеристик системы — жесткости и массы. Поэтому круговую частоту p называют *собственной*. С увеличением жесткости p возрастает, а с увеличением массы M — уменьшается. Это имеет, как мы увидим далее, важное практическое значение.

Для определения постоянных C_1 и C_2 следует использовать начальные условия — перемещение x_0 и скорость \dot{x}_0 в начальный момент времени $t=0$. Подставив $t=0$ и $x=x_0$ в уравнение (4.9), получим

$$x_0 = C_1.$$

Дифференцируя уравнение (4.9) по времени, найдем скорость

$$\dot{x} = -C_1 p \sin pt + C_2 p \cos pt.$$

Подставив $t=0$ и $\dot{x}=\dot{x}_0$, получим $\dot{x}_0=C_2p$, откуда

$$C_2 = \frac{\dot{x}_0}{p}.$$

Таким образом, уравнение (4.9) можно записать так:

$$x = x_0 \sin pt + \frac{\dot{x}_0}{p} \cos pt. \quad (4.11)$$

Используя известное из тригонометрии соотношение

$$\sin(\alpha - \beta) = \sin \alpha \cos \beta - \cos \alpha \sin \beta$$

и полагая $\sin \alpha = \sin pt$, $\cos \alpha = \cos pt$,

$$x_0 = \sin \varepsilon, \quad \frac{\dot{x}_0}{p} = \cos \varepsilon,$$

решение уравнения (4.11) можно записать следующим образом:

$$x = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0}{p}\right)^2} \sin(\omega t - \varepsilon);$$

$$\varepsilon = \operatorname{arctg} \frac{p x_0}{\dot{x}_0}.$$

Амплитуда колебания $A = \sqrt{x_0^2 + (\dot{x}_0/p)^2}$ зависит от начальных условий.

Добавим теперь в исследуемую систему демпфер — устройство, создающее силу, пропорциональную скорости движения. Введем в уравнение движения (4.5) новое слагаемое

$$M\ddot{x} = -cx - H\dot{x},$$

Обозначим $H/M = 2h$ и поступая, как при выводе уравнения (4.7), получим

$$\ddot{x} + 2h\dot{x} + p^2x = 0.$$

Решение этого дифференциального уравнения имеет следующий вид:

$$x = e^{-ht} (C_1 \cos p^*t + C_2 \sin p^*t). \quad (4.12)$$

Оно отличается от уравнения (4.9) наличием множителя e^{-ht} , который убывает по времени, и другой частотой

$$p^* = \sqrt{p^2 - h^2}.$$

При малом демпфировании $h \ll p$ и $p^* \approx p$. Постоянные C_1 и C_2 определяются начальными условиями. Пример зависимости (4.12) дан на рис. 4.3. Вследствие наличия множителя e^{-ht} колебания имеют затухающий характер в отличие от решения

(4.9), которое соответствует гармоническим колебаниям, продолжающимся бесконечно долго. Изменение вида функции $x(t)$ объясняется наличием демпфера. Демпфирующая сила $-H\dot{x}$ совершает отрицательную работу и тем самым уменьшает механическую энергию системы, которую она имела в начальный момент времени.

Рассмотрим теперь вынужденные колебания. Пусть на систему действует внешняя сила, изменяющаяся по закону

$$F = F_0 \sin \omega t.$$

Введем ее в уравнение колебаний (4.6):

$$M\ddot{x} = -cx - H\dot{x} + F_0 \sin \omega t.$$

Решение такого уравнения можно представить в виде трех слагаемых: $x = x_1 + x_2 + x_3$. Первое и второе слагаемые характеризуют затухающие колебания с частотой p^* , они с течением времени станут незначительными. Поэтому через некоторый промежуток от начала движения можно положить $x \approx x_3$. Для x_3 можно получить выражение

$$x_3 = A \sin(\omega t - \varphi); \quad (4.13)$$

$$A = \frac{F_0/M}{\sqrt{(p^2 - \omega^2)^2 + 4h^2\omega^2}};$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2\omega h}{p^2 - \omega^2}.$$

Таким образом, установившиеся вынужденные колебания происходят с круговой частотой ω — круговой частотой действия силы F , а не с собственной частотой p . Амплитуда колебаний в значительной мере зависит от соотношения ω и p и величины $h = h/p$. Зависимость амплитуды колебаний, отнесенной к смещению массы при статическом (медленном) приложении силы F_0 , показана на рис. 4.9, а. Если частота силы F приближается к собственной частоте p , то амплитуда колебаний возрастает. При небольшом демпфировании максимум амплитуды получается при $\omega \approx p$, т. е. когда частоты совпадают. При этом он может быть очень большим. Имеет место резонанс колебаний. При резонансе даже малая по амплитуде сила может вызвать интенсивные колебания. Из формул (4.3) и (4.13) следует, что амплитуда силы в пружине пропорциональна амплитуде колебаний. Поэтому при резонансе в конструкции возникают большие силы и напряжения. Резонанс недопустим по прочностным соображениям. Если ω задана (она определяется характером внешнего воздействия), то, чтобы устранить резонанс, надо изменить собственную частоту. Для этого, как это видно из формулы (4.10), следует изменить жесткость или массу системы. Этот вывод, полученный для простейшей системы (см. рис. 4.4),

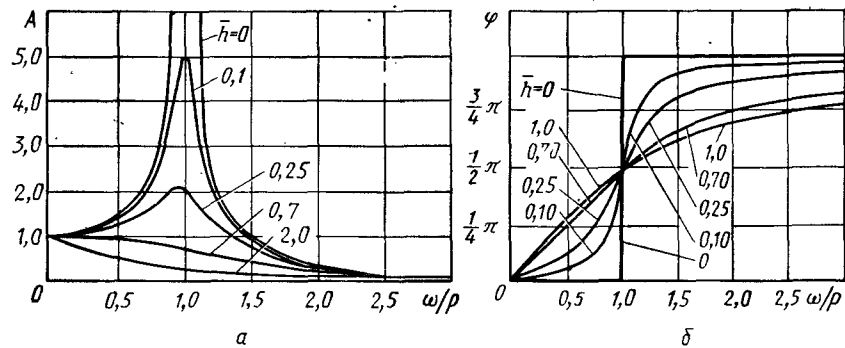


Рис. 4.9. Амплитудно-частотная (а) и фазочастотная (б) характеристики системы (A — амплитуда колебаний, отнесенная к смещению при действии силы F_0 , приложенной статически)

можно обобщить. Угол φ характеризует отставание (рис. 4.10) колебаний от силы F . Зависимость φ от ω , ρ и \bar{h} приведена на рис. 4.9, б.

Пример. Найти частоту собственных колебаний балки с массой $M = 10$ кг на конце (см. рис. 4.5, а), полагая, что массой самой балки можно пренебречь. Ширина поперечного сечения балки $b = 30$ мм, высота $h = 30$ мм, длина $L = 1$ м, материал — сталь. Найти также амплитуду установившихся вынужденных колебаний конца балки, если к нему приложена сила, изменяющаяся по синусоидальному закону $F = F_0 \sin \omega t$. Амплитуда силы $F_0 = 100$ Н. Круговая частота силы $\omega = 6,28$ 1/с (частота 1 Гц). Как изменится амплитуда колебаний, если круговая частота силы будет иметь значение $\omega_2 = 62,8$ 1/с.

Определим сначала жесткость балки на изгиб. Прогиб конца консольной балки под действием поперечной силы P в соответствии с известной из курса сопротивления материалов формулой составляет

$$\delta = \frac{PL^3}{3EI}$$

Отсюда

$$c = P/\delta = \frac{3EI}{L^3}$$

$$\text{Момент инерции } I = \frac{bh^3}{12} = \frac{30 \cdot 30^3}{12} = 67,5 \cdot 10^3 \text{ мм}^4.$$

Подставив в формулу для жесткости полученное значение I , длину L и модуль упругости для стали $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, получим

$$c = \frac{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 67,5 \cdot 10^3}{1 \cdot 10^9} = 40,5 \text{ Н/мм} = 40,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}.$$

По формуле (4.10) определяем круговую частоту

$$\rho = \sqrt{\frac{c}{M}} = \sqrt{\frac{40,3 \cdot 10^3}{10}} = 63,6 \text{ 1/с}$$

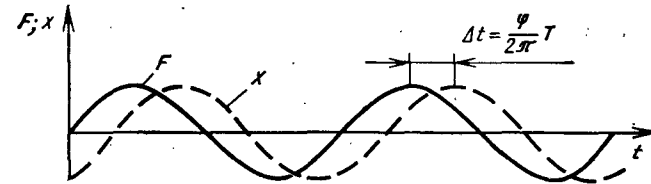


Рис. 4.10. Отставание колебаний от силы

(частота $f = \frac{\rho}{2\pi} = \frac{63,6}{2\pi} = 10,1$ Гц). Далее находим амплитуду установившихся вынужденных колебаний (полагая для упрощения $h = 0$):

$$A = \frac{F_0/M}{\sqrt{(\rho^2 - \omega^2)^2}} = \frac{100/10}{63,6^2 - 6,28^2} = 0,0025 \text{ м}.$$

Частота ω_2 близка к собственной частоте ρ , а колебания близки к резонансным — амплитуда сильно возрастает

$$A_2 = \frac{F_0/M}{\sqrt{(\rho^2 - \omega_2^2)^2}} = \frac{100/10}{63,6^2 - 62,8^2} = 0,099 \text{ м}.$$

4.3. СИСТЕМЫ С ДВУМЯ И БОЛЕЕ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ

Обратимся теперь к более сложной системе, состоящей (рис. 4.11) из двух масс M_1 и M_2 , которые могут перемещаться только в горизонтальном направлении, и двух пружин c_1 и c_2 . Эта система имеет две степени свободы. Ее движение определяется двумя дифференциальными уравнениями, составляемыми на основании рассмотрения действия сил на одну и другую массу. В результате можно найти, что законы колебаний масс имеют вид

$$x_1 = C_{11} \sin(p_1 t - \varepsilon_{11}) + C_{12} \sin(p_2 t - \varepsilon_{12}); \quad (4.14)$$

$$x_2 = C_{21} \sin(p_1 t - \varepsilon_{21}) + C_{22} \sin(p_2 t - \varepsilon_{22}).$$

Из уравнений (4.14) видно, что в данном случае колебания происходят, как на рис. 4.2, с двумя частотами p_1 и p_2 , которые называются собственными. Таким образом, в отличие от системы с одной степенью свободы, система с двумя степенями

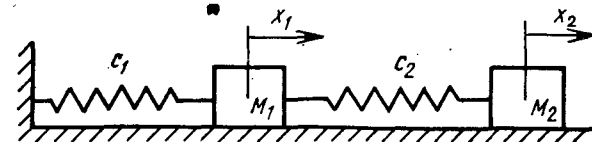


Рис. 4.11. Система с двумя степенями свободы

ми свободы имеет две собственные частоты. Значения p_1 и p_2 определяются только параметрами системы — значениями M_1 , M_2 , c_1 и c_2 , т. е. зависят только от массовых и жесткостных характеристик системы (как и для системы с одной степенью свободы). Этот вывод может быть сделан и для системы, имеющей любое n — число степеней свободы. Такая система имеет n собственных частот: p_1, p_2, \dots, p_n . Значения их зависят только от значений масс и жесткостей системы.

В выражение (4.14) входят постоянные коэффициенты C_{11} , C_{12} , C_{21} , C_{22} и начальные фазы ε_{11} , ε_{12} , ε_{21} , ε_{22} . Эти восемь величин не являются независимыми. Между ними существуют следующие соотношения:

$$\frac{C_{21}}{C_{11}} = \mu_1; \quad \frac{C_{22}}{C_{12}} = \mu_2; \quad (4.15)$$

$$\varepsilon_{11} = \varepsilon_{21}; \quad \varepsilon_{12} = \varepsilon_{22}.$$

Величины μ_1 и μ_2 характеризуют соотношение амплитуд колебаний с частотами p_1 и p_2 соответственно. Значения μ_1 и μ_2 определяются только массовыми и жесткостными характеристиками, следовательно, они всегда одни и те же для данной системы. Пусть, например, в системе (см. рис. 4.11) массы $M_1 = M_2 = M$ и жесткости $c_1 = c_2 = c$. Тогда собственные частоты $p_1 = (3 - \sqrt{5})c/2M$, $p_2 = (3 + \sqrt{5})c/M$, а коэффициенты $\mu_1 = (\sqrt{5} + 1)/2 \approx 1,62$, $\mu_2 = -(\sqrt{5} - 1)/2 \approx -0,62$. Это означает, что колебания с частотой p_1 синфазны, т. е. происходят в одной фазе ($\varepsilon_{11} = \varepsilon_{21}$), а амплитуда колебаний массы M_2 в 1,62 раза больше амплитуды колебаний массы M_1 . Вторую формулу (4.14), учитывая знак μ_2 ($\mu_2 < 0$) и соотношения (4.15), можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} x_2 &= \mu_1 C_{11} \sin(p_1 t - \varepsilon_{11}) + \mu_2 C_{12} \sin(p_2 t - \varepsilon_2) = \\ &= \mu_1 C_{11} \sin(p_1 t - \varepsilon_{11}) + |\mu_2| C_{12} \sin(p_2 t - \varepsilon_{12} + \pi). \end{aligned}$$

В такой форме амплитуды $\mu_1 C_{11}$ и $|\mu_2| C_{12}$ положительны. Колебания с частотой p_2 происходят в противофазе (т. е. со сдвигом по фазе на полпериода) — рис. 4.12, амплитуда массы M_2 составляет 0,62 амплитуды массы M_1 . Значения C_{11} , C_{12} , ε_{11} и ε_{12} определяются начальными условиями, т. е. значениями перемещений x_1 и x_2 и их скоростей \dot{x}_1 и \dot{x}_2 в начальный момент времени.

Вывод о связи между амплитудами колебаний отдельных масс системы может быть обобщен и для системы с n степенями свободы. Амплитуды колебаний с определенной собственной

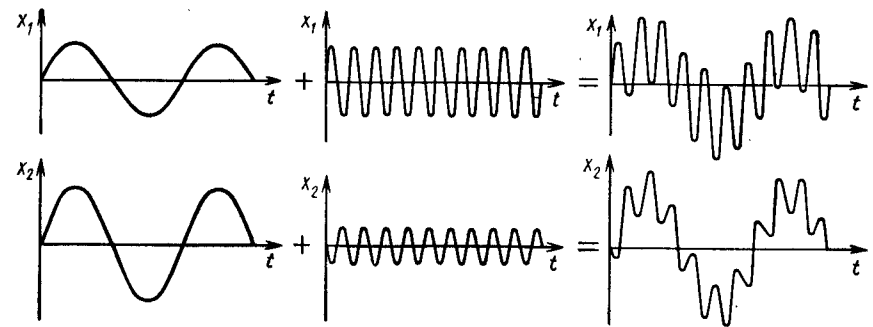


Рис. 4.12. Колебания системы с двумя степенями свободы

частотой p_k ($k=1, \dots, n$) всегда находятся в определенном отношении к амплитуде колебаний одной из масс. Эти отношения определяются величинами масс и жесткостей системы. Распределение относительных амплитуд колебаний с данной собственной частотой называется *собственной формой колебаний*. Каждой собственной частоте соответствует определенная собственная форма. В качестве примера рассмотрим балку (рис. 4.13), на которой закреплены три сосредоточенные массы M_1 , M_2 , M_3 . Предположим, что масса балки значительно меньше масс M_1 , M_2 , M_3 и ею можно пренебречь. Таким образом, система имеет три степени свободы. Соответственно существуют три собственные частоты p_1 , p_2 и p_3 . Каждой частоте соответствует собственная форма, т. е. определенный закон распределения амплитуд. Пусть $M_1 = M_2 = M_3$, $l_1 = \frac{l_2}{2} = \frac{l_3}{2} = l_4$. Примем амплитуды

колебаний M_1 равными 1, тогда амплитуды колебаний других масс будут распределены так, как показано на рис. 4.13 для каждой из собственных частот. При колебаниях с наименьшей собственной частотой амплитуда колебаний средней массы вдвое больше, чем M_1 и M_3 . Собственная форма для частоты p_2 такова, что массы M_1 и M_3 колеблются в противофазе, а масса M_2 неподвижна. Наконец, третья собственная форма определяет колебания с равными амплитудами, но масса M_2 колеблется в противофазе с массами M_1 и M_3 . При наличии демпфирующих сил колебания после начального возбуждения постепенно затухают как в системе с одной степенью свободы.

При действии внешней силы, изменяющейся по гармоническому закону $F = F_0 \sin \omega t$, установившиеся колебания после того, как переходный процесс затух, происходят с частотой действия возмущающей силы, т. е. с частотой ω , как в системе с одной степенью свободы. Амплитуда колебаний зависит от соотношения частоты ω и собственных частот p_1, \dots, p_n . Если час-

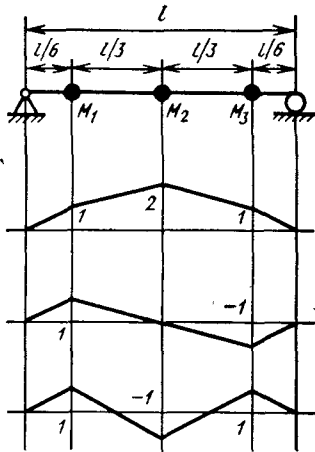


Рис. 4.13. Формы собственных колебаний балки с тремя сосредоточенными массами

тота возбуждающей силы близка к одной из собственных частот p_r , то амплитуда колебаний при малом демпфировании существенно возрастет. Таким образом, в отличие от системы с одной степенью свободы зависимость амплитуды от частоты колебаний имеет не один, а n резонансных пиков (рис. 4.14).

4.4. ИЗГИБНЫЕ И КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ БАЛКИ

Полученные в разд. 4.3 выводы можно обобщить и на системы с бесконечным числом степеней свободы. На практике часто встречаются задачи расчета изгибных колебаний балки. Масса балки распределена по ее длине, поэтому такая система является системой с бесконечным числом степеней свободы. Чтобы определить положение каждой массы, необходимо задать прогиб как функцию координаты x , отсчитываемой вдоль оси балки $y=f(x)$. Для такой системы собственные частоты составляют бесконечную последовательность p_1, p_2, p_3, \dots . Их значения зависят от вида законов распределения по длине балки изгибной жесткости EI (E — модуль упругости; I — момент инерции сечения) и погонной массы m (массы участка балки единичной длины), а также от вида граничных условий. Граничными называются условия на концах балки, которым должны удовлетворять прогибы, углы поворота сечений, поперечные силы или моменты. Пусть конец балки при $x=0$ зашпелен — консольная заделка (рис. 4.15, а). В этом случае при

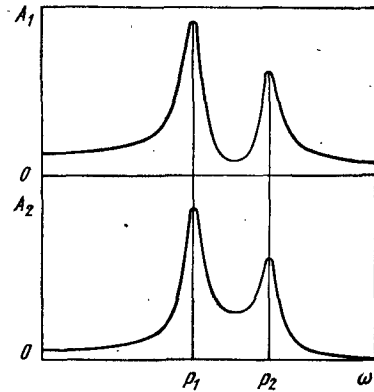


Рис. 4.14. Амплитудно-частотная характеристика системы с двумя степенями свободы (A_1, A_2 — амплитуды колебаний первой и второй массы)

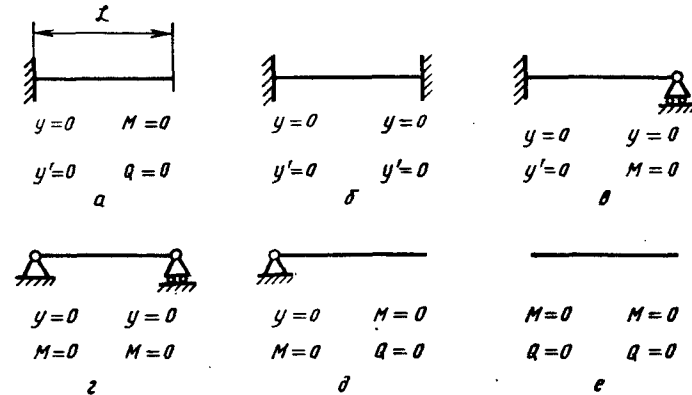


Рис. 4.15. Граничные условия

$x=0$ отсутствует перемещение ($y=0$), и угол поворота сечения $y'=0$ (в отличие от принятого ранее обозначения для производных по времени \dot{x} , производные по длине будем обозначать штрихом: $\frac{dy}{dx}=y'$). На свободном конце величины y и y'

не известны, но известно, что изгибающий момент и поперечная сила равны нулю. Поэтому граничные условия имеют вид $M(L)=0, Q(L)=0$.

Для шарнирно опертого конца балки $y=0, M=0$. На рис. 4.15, а—е даны примеры граничных условий для различных видов закрепления концов балки. В частности, если оба конца балки свободны (см. рис. 4.15, е), то на них $M=0$ и $Q=0$. Граничных условий всегда должно быть четыре.

Для однородной балки, у которой EI и m постоянны по длине, собственные частоты определяют по формуле

$$p_i = \alpha_i^2 \sqrt{\frac{EI}{mLA}}, \quad (4.16)$$

где коэффициент α_i зависит от вида граничных условий:

$$\alpha_i \approx \frac{2i-1}{2} \pi \quad (\text{см. рис. 4.15, а});$$

$$\alpha_i \approx \frac{2i+1}{2} \pi \quad (\text{см. рис. 4.15, б});$$

$$\alpha_i \approx \frac{4i+1}{4} \pi \quad (\text{см. рис. 4.15, в});$$

$$\alpha_i \approx i\pi \quad (\text{см. рис. 4.15, г});$$

$$\alpha_i \approx \frac{4i+1}{4} \pi \text{ (см. рис. 4.15, } \delta);$$

$$\alpha_1 \approx 4,73; \alpha_2 \approx 7,85; \alpha_i \approx i\pi \text{ (} i > 2 \text{)} \text{ (см. рис. 4.15, } e).$$

Формулы для α_i тем точнее, чем больше номер собственной частоты.

Пример. Найти три низшие собственные частоты изгибных колебаний стальной балки длиной $L=1$ м с прямоугольным поперечным сечением, высота которого $h=30$ мм, а ширина $b=20$ мм. Граничные условия такие, как показано на рис. 4.15, а. Рассмотреть, как изменятся частоты балки, если изменить размеры поперечного сечения: $h=20$ мм, $b=30$ мм, а также если граничные условия будут такими, как на рис. 4.15, б, в. Найдем момент инерции сечения:

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{20 \cdot 30^3}{12} = 45 \cdot 10^3 \text{ мм}^4.$$

Модуль упругости стали примем $E=2 \cdot 10^5$ МПа. Площадь поперечного сечения $F=hb=30 \cdot 20=600$ мм². Плотность стали $\rho=7,85 \cdot 10^3$ кг/м³, поэтому погонная масса балки $m=\rho F=7,85 \cdot 10^3 \cdot 0,6 \cdot 10^{-2}=4,71$ кг/м. По формуле (4.16) найдем круговую частоту

$$p_i = \alpha_i^2 \sqrt{\frac{EI}{mL^3}} = \alpha_i \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 45 \cdot 10^3 \cdot 10^{-12}}{4,71 \cdot 1}} = 43,7 \alpha_i^2$$

Для граничных условий, приведенных на рис. 4.15, а, значения коэффициентов α_i определим по формуле $\alpha_i = \frac{2i-1}{2} \pi$. Для трех низших частот ($i=1, 2, 3$) получим $\alpha_1=1,571$, $\alpha_2=4,712$, $\alpha_3=7,854$. Следовательно, $p_1=107,9$ 1/с, $p_2=970,5$ 1/с, $p_3=2696$ 1/с (частоты соответственно 17,2, 155 и 429 Гц). Для измененного поперечного сечения момент инерции $I_1 = \frac{30 \cdot 20^3}{12} = 20 \cdot 10^3$ мм⁴, а погонная масса та же (площадь F одинакова). Изгибная жесткость EI_1 будет меньше: $\frac{EI}{EI_1} = \frac{45 \cdot 10^3}{20 \cdot 10^3} = 2,25$, т. е. в 2,25 раза. В соответствии с формулой (4.16) частоты уменьшатся пропорционально корню квадратному из отношения жесткостей, т. е. в $\sqrt{2,25} = 1,5$ раза. Для граничных условий, данных на рис. 4.15, б, коэффициенты $\alpha_i = \frac{2i+1}{2} \pi$, т. е. при $i=1, 2, 3$ равны 4,712, 7,854 и 10,996 соответственно. Следовательно, круговые частоты (из того же соотношения $p_i=43,7 \alpha_i^2$) составляют 970,5 1/с, 2696 1/с, 5285 1/с.

Каждой собственной частоте соответствует собственная форма — закон распределения относительных амплитуд колебаний по длине балки. На рис. 4.16 показаны собственные формы колебаний однородных балок с граничными условиями, соответствующими показанным на рис. 4.15, а, д.

Из формулы (4.16) видно, что собственные частоты увеличиваются с увеличением жесткости EI и уменьшением погон-

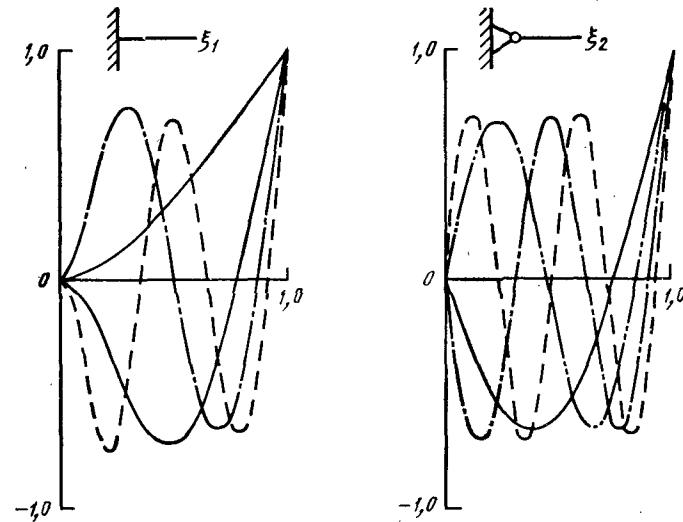


Рис. 4.16. Собственные формы изгибных колебаний балки с защемленным и шарнирно закрепленным левым концом

ной массы m и, наоборот, уменьшаются с уменьшением EI и увеличением m . Такой же вывод справедлив и для балки с неравномерным распределением EI и m по длине и, вообще, для любой упругой системы, но с тем ограничением, что при изменении жесткости или массы на отдельных участках системы некоторые собственные частоты не изменяются. Исключением являются вращающиеся системы, например, лопасть. Добавление массы может привести как к увеличению, так и к уменьшению той или иной собственной частоты.

Отметим, что для граничных условий, приведенных на рис. 4.15, д, е, есть также собственные частоты $p_0=0$. При этом балка отклоняется от положения равновесия как абсолютно жесткое тело (не изгибаясь). Шарнирно опертая одним концом балка (см. рис. 4.15, д) поворачивается вокруг шарнира, а если оба конца свободны (см. рис. 4.15, е), то движется поступательно и поворачивается. В целом, в собственных колебаниях балки присутствуют гармоники с собственными частотами p_0, p_1, p_2 и т. д. Интенсивность колебаний по каждой гармонике определяется начальными условиями: отклонениями $y=f(x)$ и скоростями $\dot{y}=\varphi(x)$ в начальный момент времени. Распределение амплитуд каждой гармоники по длине балки определяется соответствующей собственной формой.

При воздействии на балку поперечной возмущающей нагрузки (погонной, распределенной по длине или сосредоточенной силы) возникают вынужденные колебания балки. Если нагруз-

ка изменяется по времени по гармоническому закону с круговой частотой ω , то установившиеся вынужденные колебания после затухания начального переходного процесса происходят также по гармоническому закону с той же частотой ω . Амплитуды колебаний и распределение их по длине балки существенно зависят от соотношения круговой частоты возбуждающей колебания нагрузки ω и собственных частот p_i . Если ω близка к одной из собственных частот, то амплитуды колебаний будут большими даже при малой нагрузке. При $\omega = p_i$ возникает резонанс, и колебания становятся особенно интенсивными. Распределение амплитуд при вынужденных колебаниях в таких условиях становится близким к задаваемому соответствующей собственной формой.

Если внешняя нагрузка представляет собой полигармонический процесс, то рассматривают каждую гармонику в отдельности. Резонанс возникает, если одна из частот ω_n равна одной из собственных частот p_i . Для линейной системы результаты воздействия каждой гармоники складываются и дают суммарный эффект воздействия полигармонического процесса.

Аналогично происходят крутильные колебания балки. Существует бесконечная последовательность собственных частот. Каждой из них соответствует собственная форма — относительное распределение амплитуд углов закрутки при колебаниях балки с этой частотой. Значения частот собственных колебаний зависят от крутильной жесткости балки $GI_{кр}$ и погонного массового момента инерции относительно ее оси I_m , а также граничных условий. Если конец балки заделан, то на нем угол закручивания равен нулю. Если конец балки свободен, то на нем равен нулю крутящий момент.

Для балки с постоянными по длине крутильной жесткостью и погонным моментом инерции собственные частоты определяются по формуле

$$p_i = \beta_i \sqrt{\frac{GI_{кр}}{I_m}}$$

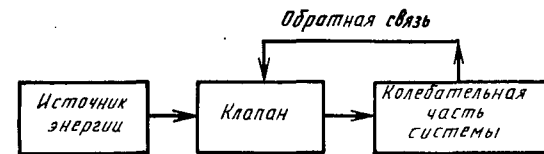
Для балки с одним заделанным и одним свободным концом $\beta_i = \frac{2i-1}{2} \pi$, для балки с обоими заделанными концами $\beta_i = i\pi$

и для балки с обоими свободными концами $\beta_i = (i-1)\pi$. Другие свойства свободных и вынужденных крутильных колебаний аналогичны указанным для изгибных колебаний.

4.5. АВТОКОЛЕБАНИЯ

Автоколебания отличаются от вынужденных тем, что для их поддержания не требуется внешняя возбуждающая си-

Рис. 4.17. Автоколебательная система



ла. В автоколебательную систему входят: источник энергии, собственно колебательная часть системы, регулятор — «клапан», пропускающий энергию от источника к колебательной части системы, и обратная связь, управляющая работой клапана (рис. 4.17).

При колебаниях всегда происходит потеря механической энергии вследствие наличия демпфирующих сил. Так, в механической системе всегда действуют силы трения, механическая энергия переходит в тепловую. Колебания должны быть затухающими. Однако может существовать канал, через который в колебательную часть системы поступает определенная дополнительная энергия. Если поступление и потеря энергии за определенный промежуток времени одинаковы, то устанавливаются незатухающие колебания. Собственные колебания системы всегда затухающие, поскольку всегда существуют демпфирующие силы. Эти силы совершают отрицательную работу, уменьшая тем самым запас механической энергии системы, полученный ею в результате начального отклонения (потенциальная энергия) или придания начальной скорости (кинетическая энергия). При вынужденных колебаниях потери энергии, связанные с работой демпфирующих сил, восполняются работой внешней силы, действующей на систему. В автоколебательной системе энергия, поддерживающая колебания, поступает от источника, причем ее приток регулирует клапан, управляемый обратной связью. На рис. 4.18, а показан возможный характер изменения в зависимости от амплитуды колебаний энергий — поступающей от источника E_+ и потерянной E_- . В этом случае при небольших амплитудах колебаний $E_+ > E_-$, поэтому колебания независимо от внешнего воздействия возрастают. При

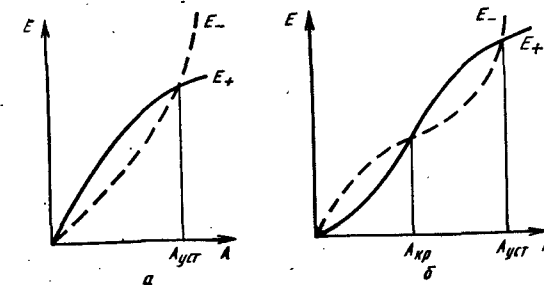


Рис. 4.18. Характер изменения энергии в зависимости от амплитуды колебаний

амплитуде $A = A_{уст}(E_+ = E_-)$ устанавливается процесс колебаний с постоянной амплитудой. Если каким-либо внешним воздействием заставить систему колебаться с амплитудой $A > A_{уст}$, то после прекращения этого воздействия амплитуда будет уменьшаться, так как $E_- > E_+$, до значения $A = A_{уст}$. Характер зависимостей E_+ и E_- может быть не обязательно таким, как на рис. 4.18, а. Эти зависимости могут иметь, например, вид, показанный на рис. 4.18, б. В этом случае, если начальный импульс вызовет колебания с амплитудой $A < A_{кр}$, то в дальнейшем колебания затухнут. Более интенсивное возмущение ($A > A_{кр}$) вызовет даже в случае прекращения дальнейшего воздействия возрастание амплитуды до $A = A_{уст}$ с дальнейшим установившимся процессом колебаний с постоянной амплитудой $A_{уст}$. Для автоколебаний характерно, что как частота, так и амплитуда установившихся колебаний определяются только свойствами системы. Примером автоколебательной системы являются обыкновенные механические часы. Источник энергии — заведенная пружина или поднятая гиря, колебательная часть — маятник. В часах имеется анкерный механизм — устройство, сообщающее толчки маятнику, используя запас энергии пружины (гири). Анкерный механизм связан с маятником и другим способом: он создает толчки каждый раз при определенном положении маятника. Эта связь и является обратной. Автоколебания возможны только в нелинейных системах, которые подразделяются на *почти гармонические* и *релаксационные*. В первых системах колебания происходят по закону, близкому к гармоническому, во вторых они существенно отличаются от гармонических. Некоторые системы имеют жесткое самовозбуждение — для начала колебаний необходим начальный толчок конечной величины (см. рис. 4.18, б).

Система, приведенная на рис. 4.18, а имеет мягкое самовозбуждение. Для развития колебаний достаточно бесконечно малого начального импульса. Очень важными являются соотношения фаз отдельных процессов в системе. Автоколебания возможны, если в результате действия обратной связи возникает сила, совпадающая по фазе со скоростью колебательной части. Для других фазовых соотношений существует диапазон значений, при которых автоколебания не возникают.

На начальном интервале времени колебания возрастают, система при колебаниях все больше отклоняется от положения равновесия. В этом случае имеет место динамическая неустойчивость системы. На практике часто автоколебания не успевают установиться, так как конструкция разрушается.

Примером автоколебаний, свойственных авиационной технике, является флаттер. Один из типов флаттера, имеющий разрушительные последствия, если он возникает, рассматривается в гл. 7.

1. Назовите различные виды колебаний.
2. Укажите различные виды сил.
3. Какие четыре класса колебаний вы знаете, их основные особенности?
4. От чего зависит собственная частота системы с одной степенью свободы?
5. В чем заключается опасность резонанса?
6. Сколько собственных частот у системы с n степенями свободы?
7. От чего зависят собственные частоты изгибных и крутильных колебаний балки?
8. Из каких частей состоит автоколебательная система?

ГЛАВА 5

ПЕРЕМЕННЫЕ НАГРУЗКИ, СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ И РЕСУРС

5.1. ДОЛГОВЕЧНОСТЬ, ЭКВИВАЛЕНТНОЕ НАПРЯЖЕНИЕ

Рассмотрим поведение конструкции под действием усталостных нагрузок, т. е. нагрузок, хотя относительно и небольших по величине, но циклически повторяющихся в процессе эксплуатации вертолета сотни тысяч, миллионы и даже сотни миллионов раз. При действии таких нагрузок происходят необратимые изменения в материале конструкции, которые постепенно накапливаются, в результате чего образуется трещина (вначале микроскопическая). По мере действия переменных нагрузок трещина увеличивается, происходит заметное ослабление конструкции и в конце — долом. Такое разрушение называется *усталостным*. Свойство материала или конструкции выдерживать определенное число циклов таких нагрузок называется *выносливостью*.

Рассмотрим сначала простой — синусоидальный закон изменения напряжения по времени (рис. 5.1)

$$\sigma = \Delta\sigma \sin \omega t. \quad (5.1)$$

Здесь $\Delta\sigma$ — амплитуда переменных напряжений. Частота их действия $f = \omega/2\pi$. При данной величине $\Delta\sigma$ после некоторого числа циклов нагрузки N объект разрушится. Число циклов до разрушения N называется циклической *долговечностью*. Если эксперимент повторить для большого числа объектов, выполненных по одному чертежу, то окажется, что каждый из них сломается при разном числе циклов N_k . Существует большой разброс долговечности, даже если объекты изготовлены при строгом технологическом контроле. Разброс долговечности вызывается совокупным действием ряда случайных, неконтролируемых факторов. Поэтому к долговечности следует относить-

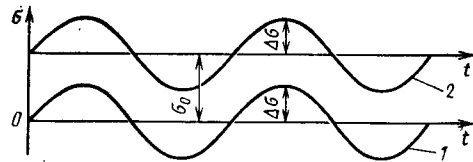


Рис. 5.1. Переменные напряжения:
1 — без статической подгрузки; 2 — со статической подгрузкой

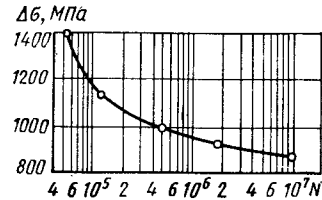


Рис. 5.2. Кривая выносливости

ся как к случайной величине. Часто долговечность характеризуют ее средним значением и величиной разброса. При определении ресурса (см. далее) ориентируются на наименьшую долговечность, полученную при испытаниях группы объектов данного типа.

Повторим теперь испытания для других значений $\Delta\sigma$ — амплитуды переменных напряжений (естественно, на других однотипных объектах). Для каждого значения $\Delta\sigma$ найдем характерное (например, среднее или минимальное) значение N и построим график зависимости долговечности от амплитуды переменных напряжений. При этом принято по оси абсцисс откладывать значения N , а по оси ординат — $\Delta\sigma$, при которых они получены (рис. 5.2). График $\Delta\sigma = f(N)$ называется *кривой усталости*, характерной особенностью которой является увеличение N при уменьшении $\Delta\sigma$. Таким образом, при уменьшении амплитуды переменных напряжений долговечность возрастает, и наоборот. Поэтому для того, чтобы получить большой ресурс, стремятся понизить уровень переменных нагрузок. При больших значениях N ($N > 1 \cdot 10^6$) кривая $\Delta\sigma = f(N)$ очень пологая. Поэтому даже небольшое изменение амплитуды $\Delta\sigma$ приводит к существенному изменению долговечности. Так, при изменении $\Delta\sigma$ на 10% долговечность изменяется в 1,5—2 раза. Таким образом, конструктивные мероприятия, даже мало уменьшающие амплитуду переменных напряжений, позволяют существенно повысить ресурс. Аналитическое описание кривой выносливости пока полностью не установлено. Обычно принимают зависимость вида

$$\Delta\sigma^m N = C_N, \quad (5.2)$$

где C_N — некоторая константа, показатель степени приблизительно принимают равным 6. Чтобы характеризовать выносливость данного объекта, используют также понятие «предел ограниченной выносливости» $\Delta\sigma_w$. Задаются некоторым базовым значением долговечности N_6 , которое обычно принимается равным

$10 \cdot 10^6$. Для этого значения N_6 по кривой выносливости определяют значение $\Delta\sigma = \Delta\sigma_w$.

Статическая подгрузка. Пусть теперь напряжение изменяется по более сложному закону (см. рис. 5.1):

$$\sigma = \sigma_0 + \Delta\sigma \sin \omega t.$$

Этот случай отличается от рассмотренного ранее наличием некоторого постоянного слагаемого σ_0 , которое называется *статической подгрузкой*. Если характер нагружения таков, что $\sigma_0 > 0$ (растяжение), то долговечность или предел ограниченной выносливости уменьшается тем больше, чем больше σ_0 . При небольших сжимающих напряжениях ($\sigma_0 < 0$) имеет место обратный эффект. Таким образом, статическую подгрузку необходимо учитывать при определении долговечности. Обычно при $\sigma_0 > 0$ для этого снижают предел ограниченной выносливости:

$$\Delta\sigma_w = \Delta\sigma_{w_0} - \psi\sigma_0.$$

Здесь $\Delta\sigma_w$ и $\Delta\sigma_{w_0}$ — значения ограниченного предела выносливости при наличии и отсутствии статической подгрузки; ψ — коэффициент, значение которого $\psi \approx 0,1$ для стальных и $\psi \approx 0,25$ — для деталей из алюминиевых сплавов.

Повреждаемость. Как указывалось ранее, каждый цикл переменной нагрузки вызывает некоторые необратимые изменения в материале конструкции — повреждаемость. Если принять, что каждый цикл вносит одинаковую повреждаемость, то она будет обратно пропорциональна долговечности:

$$\bar{p} = \frac{1}{N},$$

где \bar{p} — относительная повреждаемость. Разрушение произойдет, когда повреждаемость

$$p = \bar{p}N = \frac{1}{N}N = 1.$$

Пример. Путем испытаний установлено, что предел ограниченной выносливости детали $\Delta\sigma_{w_0} = 80$ МПа (базовое значение долговечности $N_6 = 10 \cdot 10^6$). Найти относительную повреждаемость на некотором режиме полета, на котором полуразмах переменных напряжений $\Delta\sigma = 50$ МПа, статическая подгрузка $\sigma_0 = 40$ МПа, деталь выполнена из алюминиевого сплава.

Найдем сначала ограниченный предел выносливости при действительной статической подгрузке:

$$\Delta\sigma_w = \Delta\sigma_{w_0} - \psi\sigma_0 = 80 - 0,25 \cdot 40 = 70 \text{ МПа.}$$

Определим затем долговечность, соответствующую нагрузке на рассматриваемом режиме. На основании формулы (5.2) можно записать

$$\Delta\sigma^m N = C_N = \Delta\sigma_w^m N_6.$$

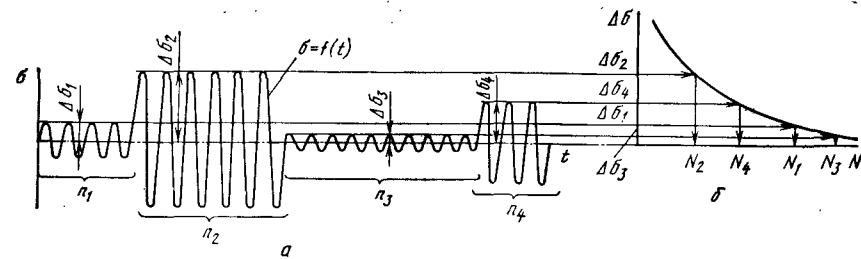


Рис. 5.3. Напряжения и долговечности на различных режимах полета: а — закон изменения напряжений; б — кривая выносливости

Отсюда

$$N = \frac{\Delta\sigma_w^m}{\Delta\sigma^m} N_6 = \frac{70^6}{50^6} 10 \cdot 10^6 = 75,3 \cdot 10^6.$$

Тогда относительная повреждаемость, соответствующая одному циклу нагрузки,

$$\bar{p} = \frac{1}{N} = \frac{1}{75,3 \cdot 10^6} = 0,0133 \cdot 10^{-6}.$$

Эквивалентное напряжение. На различных режимах полета (рис. 5.3) напряжения в конструкции имеют различные амплитуды $\Delta\sigma_i$. Число циклов n_i на режиме зависит от его продолжительности. Эквивалентным по повреждаемости называется переменное напряжение с постоянной амплитудой $\Delta\sigma_s$, вносящее такую же повреждаемость, как совокупность напряжений с различными амплитудами $\Delta\sigma_i$. Причем число циклов эквивалентного напряжения n_s равно сумме чисел циклов n_i напряжений с различными амплитудами. Амплитуда эквивалентного напряжения определяется по формуле

$$\Delta\sigma_s = \sqrt[m]{\frac{\sum n_i \Delta\sigma_i^m}{\sum n_i}}, \quad (5.3)$$

где m — показатель степени кривой выносливости. Число циклов напряжений на данном режиме пропорционально его продолжительности, поэтому формулу (5.3) можно переписать так:

$$\Delta\sigma_s = \sqrt[m]{\sum \bar{n}_i \Delta\sigma_i^m}, \quad (5.4)$$

где \bar{n}_i — относительное время пребывания вертолета на данном режиме. Оно задается в НЛГВ в зависимости от назначения вертолета.

5.2. ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ

Рассмотрим пластинку, нагруженную по двум противоположным краям равномерно распределенной осевой нагрузкой p (рис. 5.4). Если в таком образце сделать небольшое отверстие, то распределение напряжений в поперечных сечениях вблизи отверстия становится неравномерным. В точках A и B по концам диаметра окружности, перпендикулярного направлению действия нагрузки, напряжения оказываются наибольшими. Они в несколько раз превышают среднее значение. Таким образом, отверстие не только способствует уменьшению площади сечения, которое при малом диаметре отверстия невелико. Происходит перераспределение напряжений — они становятся распределенными неравномерно, с резкими пиками у отверстия. Появление таких пиков напряжений, значительно превышающих средний уровень, называется *концентрацией напряжений*, а причины, их вызывающие, — *концентраторами*. В рассмотренном примере концентрация напряжений происходит возле точек A и B , а концентратором является отверстие. Многочисленные эксперименты показывают, что концентрация напряжений приводит к резкому снижению долговечности (в десятки раз). При наличии концентратора некоторый малый объем материала вблизи него (около точек A и B на рис. 5.4) испытывает действие повышенных напряжений, значительно превышающих среднее значение. Они вызывают большую повреждаемость, что и влечет за собой уменьшение N . Усталостные трещины зарождаются в этой зоне, а затем распространяются дальше. Концентрация возникает в местах резкого изменения очертания детали. Концентраторами являются отверстия для заклепок, пропилы, риски, резкие переходы по толщине. При конструировании элементов, работающих на усталость, должны быть приняты все меры к тому, чтобы избежать концентрации напряжений (см. гл. 15).

Наибольшие напряжения, как правило, возникают в поверхностном слое детали. Поэтому особое значение имеет его со-

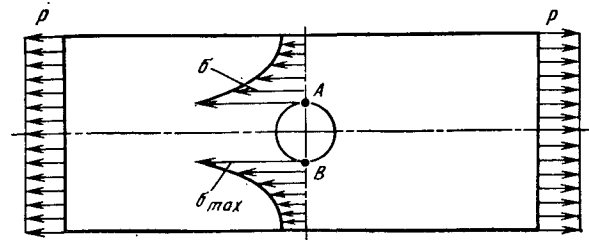


Рис. 5.4. Концентрация напряжений

стояние. Дефекты, вызванные обработкой (следы резца, микроштрихи от шлифования и т. п.), являются концентраторами напряжений. Поэтому долговечность существенно зависит от качества поверхности. Случайные нарушения гладкости поверхности могут привести к преждевременному разрушению конструкции. В связи с этим к технологии изготовления и обслуживания агрегатов вертолета предъявляются определенные требования, подробно рассматриваемые в курсе технологии. Необходимы строгие меры по контролю качества поверхности. Состояние технологического процесса контролируется также путем испытаний на выносливость отдельных экземпляров серийной продукции. Так как коррозия поверхности недопустима, необходимыми являются меры по защите от нее. Испытания показывают, что усталостные характеристики существенно улучшаются от наклепа поверхностного слоя детали. Поэтому наклеп широко применяется в вертолетостроении. Ухудшение качества металла с ростом размеров литья или поковки, различное влияние механической обработки при различных размерах деталей, а также увеличение вероятности появления опасных дефектов и слабых мест с увеличением размеров объекта приводят к снижению долговечности больших объектов. Это явление называется *масштабным эффектом*.

Учет влияния указанных факторов расчетным путем не удается. Поэтому характеристики усталости — долговечность и предел ограниченной выносливости — необходимо определять посредством натуральных усталостных испытаний реальных конструкций, изготовленных по технологии, принятой на серийном заводе.

5.3. РЕСУРС. СПОСОБЫ ЕГО УВЕЛИЧЕНИЯ

Для основных частей вертолета устанавливается ресурс по условиям выносливости, т. е. допустимое время эксплуатации из условия практического отсутствия усталостного разрушения. Как правило, он исчисляется в часах полета вертолета. Когда налет достигает установленного ресурса, соответствующая часть вертолета снимается и заменяется новой. Для определения безопасного ресурса необходимо знать характеристики выносливости, а также нагрузки и число циклов их действия. На разных стадиях создания и эксплуатации вертолета в распоряжении конструктора имеются различные по своей точности данные. На стадии проектирования производится ориентировочная оценка ресурса по расчетным данным, материалам, полученным при испытаниях аналогичных конструкций, и результатам исследований на моделях в аэродинамических трубах. С первого же полета опытного вертолета начинается измерение напряжений в большинстве частей вертолета. Парал-

лельно проводятся испытания отдельных элементов конструкции и частей вертолета на выносливость.

Переменные нагрузки существенно зависят от режима полета. Поэтому нагрузки (напряжения) измеряются на различных режимах, которые могут быть в условиях эксплуатации и указаны в НЛГВ. Если вертолет относительно большое время летает на режимах с небольшим уровнем нагрузок, то его повреждаемость будет меньше, чем если бы он летал на режимах с повышенной нагрузкой. Поэтому при расчете ресурса необходимо знать относительное время пребывания вертолета на том или ином режиме \bar{n}_i . В зависимости от назначения вертолета оно задается НЛГВ. По измеренным в полете напряжениям и заданному НЛГВ \bar{n}_i по формуле (5.4) определяется амплитуда эквивалентного напряжения.

Испытания на выносливость проводятся для определения одной точки на кривой выносливости, т. е. значения постоянной C_N в формуле (5.2). Получение кривой $\Delta\sigma = f(N)$ потребовало бы слишком больших затрат времени и средств. В связи с отмеченной ранее особенностью — большим разбросом долговечностей — испытания повторяют несколько раз для нескольких объектов, изготовленных по одному чертежу. Указанные в разд. 5.2 факторы, влияющие на долговечность, требуют, чтобы испытаниям подвергались натурные объекты (лопасти, втулки и т. д.), а не лабораторные, упрощенные образцы. По результатам испытаний определяют минимальную долговечность — долговечность наихудшего объекта N_{\min} .

Имея такие данные, можно рассчитать ресурс. Если испытания для определения долговечности проводились при амплитуде переменных напряжений $\Delta\sigma_{\text{исп}}$, а амплитуда эквивалентного напряжения равна $\Delta\sigma_3$, то соответствующую ей долговечность N_3 можно найти с помощью формулы (5.2):

$$\Delta\sigma_{\text{исп}}^m N_{\min} = C_N = \Delta\sigma_3^m N_3;$$

$$N_3 = N_{\min} \left(\frac{\Delta\sigma_{\text{исп}}}{\Delta\sigma_3} \right)^m.$$

Для каждой части вертолета можно указать (см. гл. 8, 10, 11) число циклов нагрузки за секунду полета n_s . Тогда отношение N_3/n_s дает значение ресурса в секундах, а деленное на 3600, — в часах:

$$R_{\tau} = \frac{N_{\min}}{3600 n_s} \left(\frac{\Delta\sigma_{\text{исп}}}{\Delta\sigma_3} \right)^m. \quad (5.5)$$

Однако это значение ресурса получено без учета влияния некоторых факторов. Чтобы принять их во внимание, в НЛГВ вводят коэффициенты надежности η_z , $\eta_{\sigma'}$ и η_{λ} . Коэффициент η_z учитывает возможные отклонения истинного закона сумми-

рования повреждаемостей от принятого при выводе формулы для $\Delta\sigma_3$. Обычно $\eta_2=2$. Коэффициент η'_σ служит для учета особенностей нагружения каждого экземпляра конструкции. Они могут быть вызваны отклонениями при его изготовлении и некоторой разницей применения каждого экземпляра вертолета данного типа. Кроме того, коэффициент η'_σ учитывает погрешности определения напряжений при испытаниях. Обычно $\eta'_\sigma \approx 3$. Коэффициент η_N учитывает разброс значений долговечности. Хотя при расчете ресурса принимается долговечность наихудшего из испытанных объектов, в общей массе продукции серийного завода может быть экземпляр, имеющий меньшую долговечность. Вероятность такого отклонения учитывается при выборе значения η_N . Оно устанавливается в зависимости от числа испытанных объектов и принимается тем меньше, чем больше проведено испытаний. Окончательно безопасное значение ресурса определяется по формуле

$$R_6 = \frac{R_T}{\eta_2 \eta'_\sigma \eta_N} \quad (5.6)$$

В дальнейшем с учетом опыта эксплуатации по мере накопления соответствующих экспериментальных данных значение ресурса уточняется. Обычно проводятся конструктивные и технологические доработки, что позволяет повысить значение R_6 .

Пример. В результате испытаний трех объектов при действии переменных напряжений с полуразмахом $\Delta\sigma_{исп}=30$ МПа была найдена минимальная долговечность $N_{min}=116 \cdot 10^6$. Требуется найти ресурс данного объекта, если полуразмах эквивалентного напряжения $\Delta\sigma_3=25$ МПа, а число циклов нагрузки в секунду $n_s=4$.

Определим по формуле (5.5) теоретическое значение ресурса:

$$R_T = \frac{N_{min}}{3600 n_s} \left(\frac{\Delta\sigma_{исп}}{\Delta\sigma_3} \right)^m = \frac{116 \cdot 10^6}{3500 \cdot 4} \left(\frac{30}{25} \right)^6 = 24 \cdot 100 \text{ ч.}$$

Затем по нормам летной годности при числе испытываемых образцов $n=3$ находим $\eta_N=3$. Наконец, по формуле (5.6) получим

$$R_6 = \frac{R_T}{\eta_2 \eta'_\sigma \eta_N} = \frac{24 \cdot 100}{2 \cdot 3 \cdot 3} = 1340 \text{ ч.}$$

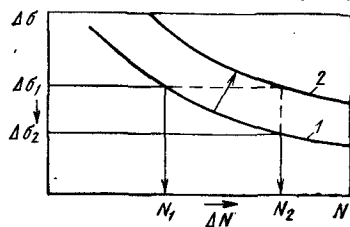


Рис. 5.5. Способы увеличения ресурса:

1 — исходная кривая выносливости; 2 — кривая, соответствующая повышенной долговечности

Способы увеличения ресурса. Ранее уже отмечалась большая экономическая целесообразность повышения ресурса. Сведения, приведенные в разд. 5.1 и 5.2, позволяют выявить конкретные направления. Одно из них — снижение ($\Delta\sigma_1 \rightarrow \Delta\sigma_2$) уровня переменных нагрузок, что в соответствии с кривой выносливости приводит к увеличению долговечности ($N_2 > N_1$, рис. 5.5), а следовательно, и ресурса. Другое

направление — повышение долговечности (см. кривую 2 на рис. 5.5) при том же уровне переменных напряжений. Для этого следует уменьшать концентрацию напряжений, исключать концентраторы, применять прогрессивные методы обработки, улучшать состояние поверхности изделия, вводить наклеп. Хорошие результаты дает применение композиционных материалов, обладающих высокими характеристиками выносливости.

Контрольные вопросы

1. Что такое долговечность?
2. Что такое эквивалентное напряжение?
3. Укажите основные факторы, влияющие на долговечность.
4. Что надо знать для определения ресурса?
5. Зачем служат коэффициенты надежности?
6. Укажите способы увеличения ресурса.

ГЛАВА 6

ВИБРАЦИИ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ ВЕРТОЛЕТА

6.1. ТИПЫ ВИБРАЦИИ

Вибрации фюзеляжа приводят к нежелательным или даже недопустимым последствиям. Большие по величине вибрации вредно влияют на членов экипажа и пассажиров. Они могут вызвать преждевременный выход из строя установленных в фюзеляже приборов, оборудования и др. В элементах конструкции фюзеляжа при вибрациях возникают переменные напряжения, определяющие его ресурс. В известных случаях вибрации фюзеляжа свидетельствуют о возникновении определенного опасного явления, которое может окончиться разрушением вертолета. Поэтому при конструировании и постройке вертолетов принимают меры по снижению уровня вибраций и полному предотвращению появления их опасных видов. Для этого необходимо знать причины и механизм возникновения колебаний. Различают следующие вибрации: нормально обусловленные; типа бафтинга; вызванные технологическими отклонениями, работой двигательной установки и трансмиссии, аэроупругой или механической неустойчивостью; типа автоколебаний с перемещениями золотников бустеров; вызванные на пробеге неровностями площадки; кроме того, собственные колебания от воздействия беспокойного воздуха и действий органами управления.

6.2. СЛОЖЕНИЕ СИЛ И МОМЕНТОВ НА ВТУЛКЕ ВИНТА

Силу или момент, передающийся с лопасти на втулку, на установившемся режиме полета можно представить

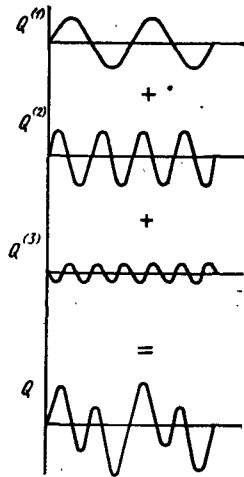


Рис. 6.1. Представление периодической силы Q в виде суммы гармоник $Q^{(1)}$, $Q^{(2)}$ и $Q^{(3)}$

(рис. 6.1) в виде суммы гармоник — синусоид с различными круговыми частотами, кратными угловой скорости несущего винта:

$$Q = Q^{(0)} + Q^{(1)} \sin(\omega_b t - \varepsilon_1) + Q^{(2)} \sin(2\omega_b t - \varepsilon_2) + Q^{(3)} \sin(3\omega_b t - \varepsilon_3) \dots$$

Здесь $Q^{(0)}$ — постоянная составляющая, т. е. та часть силы Q , которая не меняется по азимуту. Слагаемое $Q^{(1)} \sin(\omega_b t - \varepsilon_1)$ представляет собой силу, один полный цикл изменения которой происходит за время одного оборота винта T . Вторая гармоника — $Q^{(2)} \sin(2\omega_b t - \varepsilon_2)$ — сила, полный цикл изменения которой происходит за время половины оборота — $T/2$, т. е. за время оборота винта происходят два цикла изменения этой силы и т. д. В общем виде можно записать

$$Q = Q^{(0)} + \sum Q^{(i)} \sin(i\omega_b t - \varepsilon_i), \quad (6.1)$$

где $Q^{(i)}$ — амплитуда гармоники i ; ε_i — начальная фаза этой гармоники. Для того чтобы найти равнодействующую сил Q на втулке, удобно рассмотреть сложение одноименных гармоник сил каждой из лопастей. При этом надо учитывать взаимную ориентацию сил разных лопастей. Сила, приходящая с каждой лопасти, может быть разложена (рис. 6.2) на три компонента. Один из них параллелен оси винта T , а два других расположе-

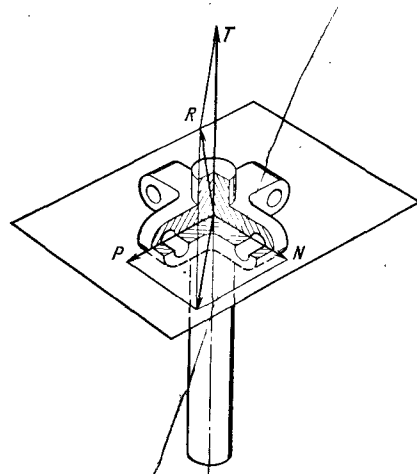


Рис. 6.2. Компоненты силы на втулке

ны в плоскости вращения перпендикулярно оси горизонтального шарнира N и параллельно ей P . Силы T_k от разных лопастей параллельны друг другу, а силы N_k (P_k) повернуты на угол $\psi = 2\pi/k_n$, где k_n — число лопастей винта.

Для гармоник параллельных сил применяется первое правило [12] суммирования. Рассмотрим вначале гармоники с номерами i , кратными числу лопастей:

$$i = mk_n \quad (m = 0, 1, 2, \dots), \quad (6.2)$$

т. е. гармоники с круговой частотой $i\omega_b = mk_n \omega_b$. Гармоники сил различных лопастей, имеющие одинаковый номер, удовлетворяющий условию (6.2) при определенном одинаковом значении m , дают на втулке равнодействующую, имеющую амплитуду в k_n раз больше и ту же частоту. Такие гармоники называются *проходными*. Гармоники с номерами, некратными числу лопастей, т. е. не удовлетворяющие условию (6.2) ни при каком целом m , на втулке взаимно уравниваются, и суммарная сила равна нулю. Эти гармоники называются *непроходными*. В итоге суммарная сила на втулке T_b состоит только из гармоник с номерами, кратными числу лопастей. Рассмотрим в качестве примера суммирование гармоник сил $T_k^{(n)}$ на втулке двухлопастного винта. На рис. 6.3 изображены отдельные гармоники сил $T_k^{(n)}$ для такого винта. Для лопасти № 2 они запаздывают по времени по отношению к гармоникам, действующим на лопасть № 1, на величину $\Delta t = \pi/\omega_b$, необходимую для того, чтобы лопасть № 2 заняла положение лопасти № 1 в начальный момент времени. Из графиков видно, что гармоники с номерами, кратными числу лопастей ($i = 0, 2, 4, \dots$), складываются. Гармоники с номерами, некратными числу лопастей ($i = 1, 3, \dots$), при суммировании взаимно уравниваются. Другой пример: для винта с пятью лопастями ($k_n = 5$) проходными являются гармоники $i = mk_n = 0, 5, 10, \dots$. Остальные гармоники — непроходные.

Для гармоник сил, повернутых относительно друг друга на угол ψ , равный углу между лопастями, существует второе правило суммирования. В соответствии с ним проходными являются гармоники с номерами, на единицу отличающимися от кратных числу лопастей:

$$i = mk_n \pm 1, \quad (6.3)$$

т. е. с частотами $i\omega_b = (mk_n \pm 1)\omega_b$.

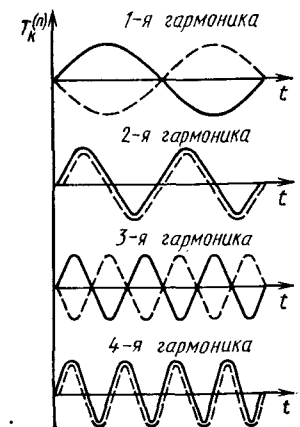


Рис. 6.3. Суммирование гармоник силы $T_k^{(n)}$ на втулке двухлопастного винта

При суммировании гармоник с одинаковым номером i , удовлетворяющим условию (6.3), получаем силу, которую можно представить в виде вектора $N_{\text{в}}$, имеющего постоянную длину и вращающегося в плоскости вращения винта с угловой скоростью $mk_{\text{л}}\omega_{\text{в}}$ в сторону вращения винта при $i = mk_{\text{л}} - 1$ и в обратную сторону при $i = mk_{\text{л}} + 1$. Амплитуда этой силы равна амплитуде гармоники, умноженной на половину числа лопастей. Другие гармоники ($i \neq mk_{\text{л}} \pm 1$) — непроходные. Так, например, для пятилопастного винта ($k_{\text{л}} = 5$) проходными будут гармоники $i = 1, 4, 6, 9, 11$ и т. д. Вектор силы, получающийся в результате суммирования первых гармоник, неподвижен ($m = 0$), векторы суммарных сил от четвертой и шестой гармоник, вращаясь, делают пять оборотов за время одного оборота винта и т. д. Первое и второе правила суммирования действительны также для определения суммарного момента на втулке от компонентов моментов, передающихся с каждой лопасти. Они дают точный результат в случае идентичных лопастей.

6.3. НОРМАЛЬНО ОБУСЛОВЛЕННЫЕ ВИБРАЦИИ

Переменная по азимуту аэродинамическая нагрузка, действующая на лопасть несущего винта, а также инерционные силы, возникающие при колебаниях лопасти, вызывают соответствующие динамические реакции на втулке. Силы и моменты, действующие на втулку от каждой лопасти, складываются в соответствии с правилами, изложенными в разд. 6.2. Суммарные силы передаются на фюзеляж вертолета и вызывают его колебания. Такие вибрации типичны для всех вертолетов, так как порождаются силами и моментами, возникающими при нормальной работе винта в обычных условиях. Они называются *нормально обусловленными* вибрациями. Сила $\vec{T}_{\text{в}}$, параллельная оси винта, вызывает изгибные колебания фюзеляжа в вертикальной плоскости. Сила $\vec{N}_{\text{в}}$ ($\vec{P}_{\text{в}}$), вращающаяся в плоскости вращения винта, вызывает изгибные колебания фюзеляжа в вертикальной плоскости и изгибно-крутильные поперечные колебания, при которых фюзеляж изгибается в горизонтальной плоскости и закручивается относительно своей продольной оси. В соответствии с правилами суммирования силы, действующие на фюзеляж, содержат только гармоники, кратные числу лопастей. Обычно практическое значение имеет только гармоника с наименьшей частотой ($m = 1$), т. е. с частотой $k_{\text{л}}\omega_{\text{в}}$. Таким образом, круговая частота колебаний фюзеляжа вертолета, например, с пятилопастным винтом будет равна $5\omega_{\text{в}}$, а частота — $f = \frac{5\omega_{\text{в}}}{2\pi} = 5n_s$. Так, для вертолета, пятилопастный винт ко-

торого делает два оборота в секунду ($n_s = 2$), частота вибраций фюзеляжа будет $f = 5 \cdot 2 = 10$ Гц. Важнейшими факторами, определяющими величину вибраций, являются число лопастей винта и соотношение частоты возбуждающей силы с частотами собственных колебаний фюзеляжа. С увеличением числа лопастей в соответствии с правилами суммирования возрастают номера проходных гармоник. В общем случае их величина уменьшается с ростом номера. Поэтому при прочих равных условиях амплитуды вибраций меньше на вертолете с большим числом лопастей винта. Если частота возбуждающей силы близка к одной из собственных частот (т. е. имеется близость к резонансу), то даже небольшие силы вызывают значительные колебания. Уровень вибраций на таком вертолете будет чрезмерно высоким.

Для снижения уровня вибраций при конструировании следует обеспечить путем подбора жесткостных характеристик фюзеляжа возможно большую разность между заданной круговой частотой возбуждающих сил ($\omega = k_{\text{л}}\omega_{\text{в}}$) и ближайшими собственными частотами изгибных в вертикальной плоскости и изгибно-крутильных поперечных колебаний. Для расчета последних разработаны соответствующие методы [9, 12]. Эффективно применяются и другие методы снижения уровня вибраций. К их числу относится упругое крепление винта к фюзеляжу. Между редуктором с валом несущего винта и фюзеляжем включаются упругие элементы со специально подобранными характеристиками. Используются динамические гасители колебаний. Принцип действия такого гасителя можно уяснить на упрощенной модели, приведенной на рис. 6.4. Сила $F = F_0 \sin \omega t$ возбуждает колебания массы M . Если к этой массе с помощью упругого элемента — пружины присоединить малую массу m , то возникают и ее колебания. Подбирая величину m и жесткость пружины, можно добиться, чтобы сила ее реакции $R = R_0 \sin \omega t$, действующая на M , была равна по величине, но противоположна по направлению силе F ($R_0 = -F_0$). При совместном действии сил F и R колебания M прекращаются. Точнее, амплитуда колебаний M (с учетом ряда опущенных здесь факторов) при установке динамического гасителя значительно уменьшается, но не до нуля. Разновидностью динамического гасителя являются маятниковые гасители (рис. 6.5), устанавливаемые на втулке или комлях лопастей. В этом устройстве восстанавливающей является центробежная сила (вместо упругой силы пружины на рис. 6.4). Подбирая плечо груза G , можно настроить гаситель так, что он будет создавать силу, обратную реакции лопасти. При этом соответствующая гармоника не будет действовать на фюзеляж. Практически динамические маятниковые гасители колебаний позволяют снизить уровень нормально обусловленных вибраций в несколько раз.

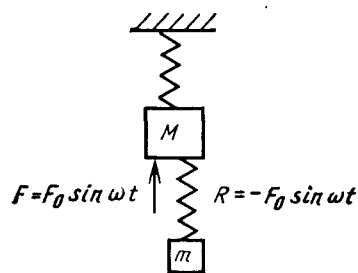


Рис. 6.4. Модель динамического гасителя колебаний

6.4. ДРУГИЕ ТИПЫ ВИБРАЦИЙ

Плохо обтекаемые части вертолета (втулка с автоматом перекоса, некоторые элементы фюзеляжа) создают неупорядоченные возмущения воздушной среды. Они воздействуют на стабилизатор, киль или рулевой винт, вызывая на них пульсирующие аэродинамические нагрузки, которые в свою очередь порождают колебания фюзеляжа. Такой тип вибраций называется *бафтингом*. Как уже указывалось (см. гл. 4), наибольшие колебания вызывают силы с частотами, равными собственным частотам. Поэтому наиболее эффективной оказывается та часть случайных воздействий, которая имеет частоту, близкую к соответствующей собственной частоте фюзеляжа с оперением. Следовательно, колебания имеют несколько неупорядоченный, случайный характер, но с преобладанием составляющей с частотой, равной одной из собственных частот фюзеляжа. Изменение собственной частоты конструкции обычно не приводит к благоприятным результатам, так как случайные возмущения содержат составляющие с разными частотами, диапазон которых достаточно широк (широкий спектор возмущений). Поэтому для снижения уровня вибраций используется способ, основанный на уменьшении интенсивности исходных возмущений, — к а п о т и р о в а н и е, сглаживание возмущающих поток элементов, упорядочивание обтекания.

При производстве лопастей и в эксплуатации возможны отдельные отклонения их геометрических, жесткостных или массовых характеристик. Неидентичность отдельных лопастей, входящих в комплект, приводит к тому, что правила суммирования (см. разд. 6.2) не выполняются, непроходные гармоники становятся проходными. Это вызывает соответствующие вибрации. Чаще всего их круговая частота $\omega = \omega_{\text{в}}$, т. е. колебания происходят с частотой оборотов винта. Иногда они могут иметь зна-

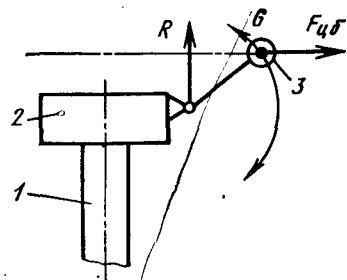


Рис. 6.5. Модель маятникового гасителя колебаний:

1 — вал винта; 2 — корпус втулки; 3 — маятник

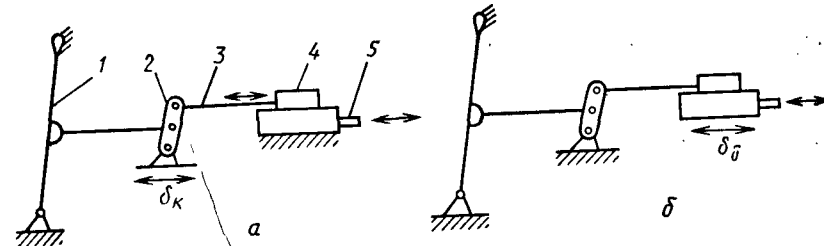


Рис. 6.6. Автоколебания с перемещениями золотников бустеров:

а — вследствие перемещения точки крепления промежуточной качалки; б — вследствие просадки бустера; 1 — ручка управления; 2 — промежуточная качалка; 3 — тяга к золотнику; 4 — золотник; 5 — шток бустера

чительную величину. Способ снижения уровня таких вибраций — уменьшение неидентичности лопастей путем проведения соответствующих технологических мероприятий.

Аэроупругая или механическая неустойчивость порождает особенно интенсивные вибрации, в результате чего происходит разрушение элементов конструкции. Таким образом, единственная мера борьбы с ними — предотвращение потери устойчивости. Основные виды таких колебаний — флаттер и земной резонанс — рассматриваются в разд. 7.4 и 6.5.

На вертолете могут возникать автоколебания, характерной чертой которых является наличие перемещений золотников бустеров, вызывающих соответствующее их действие. Приведем примеры таких колебаний. При изгибе фюзеляжа возможны такие смещения опор качалок системы управления δ_k , при которых при зажатой ручке управления золотник бустера смещается (рис. 6.6, а), вызывая соответствующее движение автомата перекоса, что приводит к пульсациям сил на винте. Эти пульсации могут передаваться на фюзеляж. При определенном соотношении фаз смещений δ_k и пульсаций сил на винте возникают установившиеся вибрации фюзеляжа, амплитуда которых может достигнуть значительных величин. Другая причина действия бустеров при неподвижной ручке управления — их «просадка». Бустеры, установленные на податливых элементах конструкции фюзеляжа, под действием приходящих на них сил от автомата перекоса (см. рис. 6.6, б) могут несколько перемещаться δ_b . Если золотник бустера при этом неподвижен, то в результате относительного смещения бустера и золотника могут возникнуть движения штока бустера, колебания автомата перекоса и сил на винте. При этом будут пульсировать и усилия в системе управления, т. е. нагрузки на бустер. При подходящих условиях возникают незатухающие колебания. Наконец, вибрации мест установки датчиков углов или угловых скоростей

автопилота могут вызвать появление его команд рулевому агрегату, действия которого создадут пульсации сил на винте. Возможность возникновения колебаний такого типа существенно зависит от фазовых соотношений в системе. Так, колебания, вызываемые автопилотом, могут быть уничтожены перестановкой соответствующего датчика в другое место фюзеляжа. Большое значение имеет зона нечувствительности золотниковой коробки бустера, т. е. минимальная величина перемещения золотника, при которой бустер еще не воспринимает команды. Эта величина не должна быть слишком малой. Вибрации других типов в большинстве случаев незначительны и здесь не рассматриваются.

6.5. ЗЕМНОЙ РЕЗОНАНС

Рассмотрим вначале вращающийся вал с закрепленным на нем маховиком (рис. 6.7). Если центр тяжести маховика не совпадает с осью вала (смещен в сторону на расстояние l), то при вращении возникает центробежная сила, вызывающая изгиб вала:

$$F_{цб} = M \frac{v^2}{\rho} = M \frac{(l+y)^2 \omega^2}{l+y} = M(l+y)\omega^2, \quad (6.4)$$

где M — масса маховика; l — эксцентриситет; y — прогиб вала в месте установки маховика; ω — угловая скорость вала. Эта сила уравнивается поперечной силой упругости, возникающей при изгибе вала и пропорциональной его прогибу:

$$F_{уп} = cy,$$

где c — жесткость — сила, которую надо приложить, чтобы вызвать единичный прогиб вала.

Приравняв центробежную и упругую силы, получим

$$M(l+y)\omega^2 = cy.$$

Отсюда прогиб вала

$$y = \frac{Ml\omega^2}{c - M\omega^2} = \frac{l\omega^2}{\frac{c}{M} - \omega^2}.$$

Но отношение c/M есть квадрат собственной частоты изгибных колебаний вала (см. гл. 4): $c/M = p^2$. Поэтому окончательно получим

$$y = \frac{l\omega^2}{p^2 - \omega^2}. \quad (6.5)$$

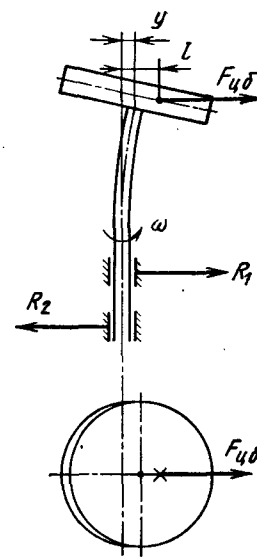


Рис. 6.7. Вращающийся вал с маховиком

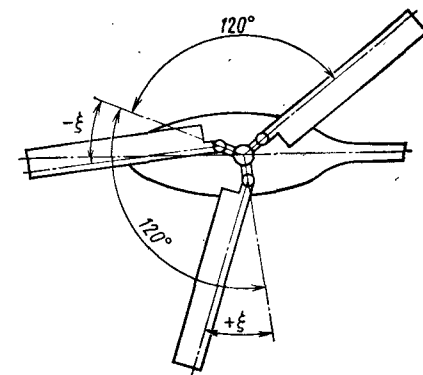


Рис. 6.8. Винт с отклоненными относительно ВШ лопастями (ξ — угол отклонения лопасти)

Из формулы (6.5) следует, что с увеличением угловой скорости вала прогиб y возрастает, а при $\omega = p$ становится бесконечным. Так как вал с маховиком вращается, то центробежная сила, увеличивающаяся с ростом y , вращается и на опорах возникают реакции R_1 и R_2 , изменяющиеся по гармоническому закону с круговой частотой ω . Амплитуды этих сил при $\omega = p$ неограниченно возрастают.

Рассмотрим теперь трехлопастный несущий винт на вертолете, находящемся на поверхности земли. Пусть по какой-либо причине лопасти повернулись в вертикальных шарнирах (ВШ) и заняли положение, показанное на рис. 6.8. Общий центр тяжести лопастей при этом не совпадает с осью вала. Появляется центробежная сила, которая при вращении вызывает гармонические реакции в опорах вала. Эти реакции действуют на фюзеляж, который в данном случае можно считать абсолютно жестким. Однако появляются колебания стоящего на земле вертолета вследствие обжатия амортизационных стоек и деформации пневматиков колес.

На рис. 6.9 показан маятник, точка подвеса которого может совершать колебания в горизонтальном направлении. При этом возникают колебания маятника. Таким же образом при колебаниях втулки в плоскости вращения появляются колебания лопастей, при которых в определенных условиях общий центр тяжести лопастей смещается с оси винта. Два движения — колебания лопастей относительно вертикальных шарниров и колебания втулки в плоскости вращения вследствие колебаний фю-

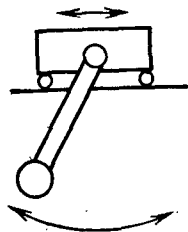


Рис. 6.9. Маятник на подвижной опоре

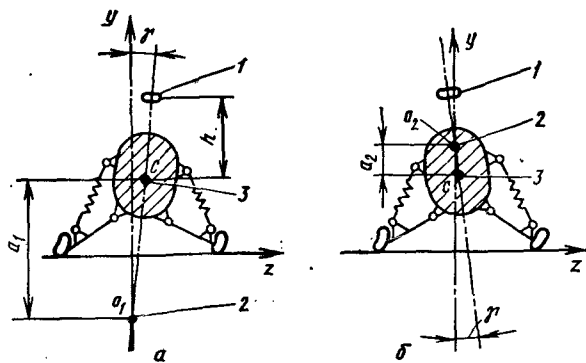


Рис. 6.10. Формы колебаний фюзеляжа при земном резонансе:

а — форма, соответствующая p_1 ; б — форма, соответствующая p_2 ; 1 — втулка; 2 — полюс (неподвижная точка); 3 — центр тяжести

зеляжа на податливом шасси могут взаимодействовать, поддерживая друг друга. Это явление и называется *земным резонансом*. В отличие от рассмотренного ранее упрощенного примера (см. рис. 6.7) из теории земного резонанса следует, что колебания могут неограниченно возрастать не при $\omega = p$, а в некотором диапазоне угловых скоростей. Нижняя граница этого диапазона близка к собственной частоте колебаний фюзеляжа на податливом шасси, а верхняя — заметно выше. Фюзеляж как твердое тело имеет шесть степеней свободы — продольное, поперечное и вертикальное перемещения и повороты вокруг продольной, поперечной и вертикальной осей. Практически для одновинтового вертолета имеют значение только две из них: поступательное поперечное перемещение и поворот вокруг продольной оси (рис. 6.10). Соответственно можно установить две собственные частоты. Одна из них — низкая, имеет значение

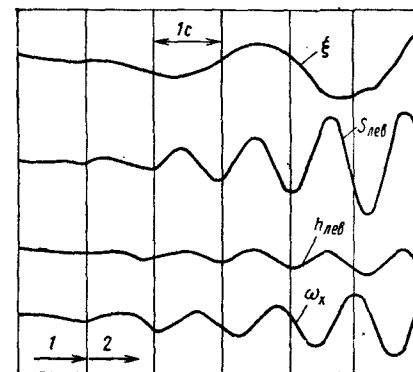
$$p_1 \approx \frac{1}{3} \omega_{\text{вmax}} \quad (\text{где } \omega_{\text{вmax}} \text{ — максимальная угловая скорость винта),}$$

другая — $p_2 \approx 1,1 \omega_{\text{вmax}}$ или несколько больше. Этим частотам отвечают две зоны возможной неустойчивости (т. е. земного резонанса) по частоте вращения винта. Нижняя зона соответствует частоте вращения $n_1 \approx (0,3 \dots 0,5) n_{\text{max}}$, где n_{max} — максимальная частота вращения винта. Верхняя зона расположена в диапазоне $n_2 \approx (1 \dots 1,5) n_{\text{max}}$. Пример начала колебаний типа земной резонанс показан на рис. 6.11.

Исследования показывают, что в нижней зоне земной резонанс можно подавить, введя демпфирование. Оно должно быть обеспечено как в вертикальном шарнире, так и в амортизаци-

Рис. 6.11. Начало колебаний типа земной резонанс:

1 — земного резонанса нет; 2 — земной резонанс; ξ — угол отклонения лопасти в вертикальном шарнире; $S_{\text{лев}}$ — обжатие амортизатора левой опоры шасси; $\beta_{\text{лев}}$ — обжатие левого пневматика; ω_x — угловая скорость фюзеляжа; 1 с — промежуток времени в 1 с



онной стойке. Для этого на вертикальный шарнир устанавливают демпфер, создающий момент, направленный против угловой скорости колебаний лопасти (см. рис. 7.10). При проектировании амортизационной стойки в ее конструкцию вводят устройства, создающие силу сопротивления, направленную против скорости движения штока (см. гл. 12). Для верхней зоны возможной неустойчивости необходимо учитывать особенность работы амортизационной стойки при малых нагрузках. Для того чтобы амортизационная стойка хорошо выполняла свою основную функцию — поглощение энергии при грубой посадке, она должна иметь предварительную затяжку. Амортизатор обжимается только в том случае, когда действующая на него сила превышает некоторую определенную величину. При меньших значениях сжимающей силы он не обжимается. Следовательно, при малых нагрузках на колесо амортизатор не работает и демпфирования не обеспечивает. При большой частоте вращения винт развивает большую силу тяги, поэтому нагрузки на шасси невелики. Амортизационные стойки не работают, а следовательно, демпфирование, необходимое для подавления земного резонанса, не создается. Поэтому на вертолете с винтом, вращающимся с большой угловой скоростью ($\omega_{\text{в}} \approx \omega_{\text{вmax}}$), земной резонанс может возникнуть даже при большом демпфировании в вертикальных шарнирах. Для устранения этого следует повысить соответствующую собственную частоту фюзеляжа и использовать двухкамерные амортизационные стойки.

При пробеге вертолета по земле создаются более благоприятные условия для возникновения земного резонанса. Поэтому при выборе характеристик амортизационной стойки и демпферов вертикальных шарниров учитывают необходимость обеспечения безопасности от земного резонанса и в таких условиях. Выбор характеристик демпферов вертикальных шарниров является противоречивой задачей. Увеличение демпфирования с целью подавления земного резонанса приводит к уменьшению ресурса лопастей, поэтому необходим специальный подход, рассматриваемый в гл. 7.

Контрольные вопросы

1. Укажите виды вибраций.
2. Сформулируйте первое и второе правила суммирования сил и условия их применения.
3. Что такое нормально обусловленные вибрации?
4. От чего зависит величина нормально обусловленных вибраций?
5. В чем состоит принцип действия динамического гасителя?
6. Что такое вибрации типа бафтинга?
7. Что такое земной резонанс?
8. Укажите меры борьбы с земным резонансом.

ГЛАВА 7

НЕСУЩИЕ ВИНТЫ ВЕРТОЛЕТОВ

7.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Назначение несущего винта. Несущий винт (НВ) предназначен для создания тяги на всех режимах полета, пропульсивной силы и для управления вертолетом. К НВ предъявляются следующие специфические требования: высокий КПД на всех режимах полета; хорошие авторотирующие свойства; минимальные шарнирные моменты лопастей для облегчения управления вертолетом; обеспечение устойчивости движения лопастей относительно всех шарниров; удобство балансировки лопастей и всего НВ.

Работа НВ. Рассмотрим распределение скоростей по диску НВ при горизонтальном полете (рис. 7.1). Для характеристики положения лопасти относительно направления продольной оси вертолета в плоскости вращения винта вводится понятие азимута. За начало отсчета принято считать положение лопасти, противоположное направлению продольной оси вертолета. Далее угол возрастает по направлению вращения НВ. Лопасть,

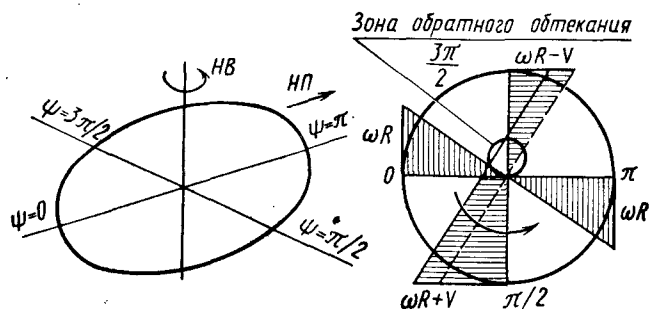


Рис. 7.1. Распределение скоростей по диску НВ при горизонтальном полете вертолета (НП — направление полета).

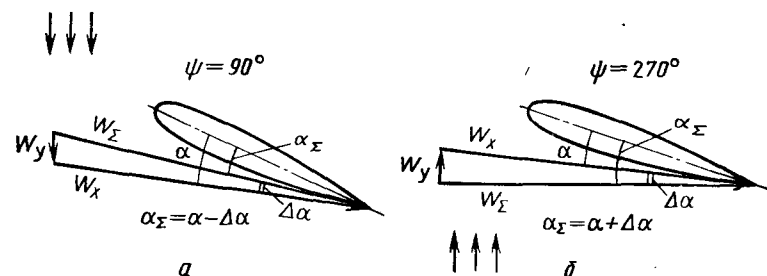


Рис. 7.2. Изменение угла атаки профиля лопасти при маховом движении: а — взмах вверх; б — взмах вниз

движущуюся на интервале $[0; \pi]$, называют *наступающей*, а на интервале $[\pi; 2\pi]$ — *отступающей*. Следовательно, на азимуте $\psi = \pi/2$ сумма окружной скорости и скорости горизонтального полета на лопасти будет $W_{\pi/2} = \omega R + V$, а на азимуте $\psi = 3\pi/2$ $W_{3\pi/2} = \omega R - V$, где V — скорость горизонтального полета; ωR — окружная скорость вращения лопасти. На азимутах $\psi = 0$ и $\psi = \pi$ $W = \omega R$. Вследствие того, что тяга лопасти пропорциональна квадрату скорости обтекающего профиль лопасти потока, появится момент, стремящийся повернуть вертолет относительно его продольной оси. Для устранения этого момента на втулке НВ устанавливают горизонтальный шарнир (ГШ), позволяющий лопасти перемещаться в плоскости тяги (в вертикальной плоскости) под действием неравномерных аэродинамических сил. При этом шарнир не передает моменты на втулку. При движении лопасти от азимута $\psi = 0$ к $\psi = \pi/2$ ее тяга увеличивается, и лопасть перемещается вверх. Рассмотрим, как изменятся составляющие суммарного вектора скорости W_{Σ} в каждом сечении лопасти (рис. 7.2, а). Набегающий сверху поток воздуха W_y (при взмахе лопасти вверх) создает скол потока $\Delta\alpha$, и суммарный вектор скорости подходит к профилю под меньшим углом атаки α_{Σ} . При уменьшении угла атаки уменьшается и тяга лопасти.

При движении лопасти от азимута $\psi = \pi$ до $\psi = \frac{3\pi}{2}$ скорость уменьшается, и лопасть начинает двигаться вниз (см. рис. 7.2, б). За счет набегающего снизу потока воздуха истинный угол атаки будет увеличиваться, а вместе с ним будет увеличиваться и тяга лопасти. Таким образом, за счет махового движения относительно ГШ тяга лопастей выравнивается по азимуту, не создавая момента относительно продольной оси вертолета. Маховое движение приближенно описывается формулой:

$$\beta = a_0 - a_1 \cos \psi - b_1 \sin \psi,$$

где β — угол взмаха лопасти относительно горизонтальной плоскости; a_0, a_1, b_1 — коэффициенты махового движения; ψ — азимут.

Следовательно, при маховом движении лопасть, вращаясь относительно оси НВ, описывает некоторый конус, положение оси которого определяется углами a_1 и b_1 . При нейтральном положении управления ось конуса повернута назад на a_1 и вбок в сторону наступающей лопасти на b_1 . Сложное движение лопасти относительно ГШ приводит к появлению сил Кориолиса, которые действуют на лопасть в плоскости вращения. Кроме того, на лопасть в той же плоскости действует сила сопротивления. Поэтому возникает необходимость в постановке вертикального шарнира, позволяющего лопасти совершать колебательные движения в плоскости вращения. Наличие ВШ может привести к появлению колебаний типа земного резонанса (см. гл. 6). Для борьбы с этими колебаниями применяют демпферы ВШ.

При помощи НВ создаются необходимые для управления вертолетом силы и моменты. Это достигается за счет изменения углов установки лопастей на соответствующих азимутах, что приводит в свою очередь к изменению силы, создаваемой винтом, или наклону ее вектора в необходимом направлении. Изменение углов установки на всех лопастях на одно и то же значение называется *изменением общего шага винта*. Если изменение углов производится по другому закону, то говорят о изменении циклического шага. Для этого в конструкцию втулки введен осевой шарнир (ОШ), позволяющий лопасти поворачиваться относительно продольной оси на некоторый угол для изменения угла установки с помощью автомата перекоса.

7.2. ТИПЫ НЕСУЩИХ ВИНТОВ

На вертолетах применяются НВ с жестким, упругим и шарнирным креплениями лопастей к втулке, а также винты на кардане.

НВ с жестким креплением лопастей к втулке были распространены на первом этапе развития вертолетов. В лопастях создаются большие изгибающие моменты, что приводит к утяжелению конструкции лопастей и втулки. В последние годы существуют проекты втулок НВ, рукава которых или шейки крепления лопастей выполнены из стеклопластика, что позволяет лопастям совершать маховое движение в плоскостях тяги и вращения за счет упругости конструкционного материала. Это приводит к разгрузке комлевой части лопастей от изгибающих моментов.

Втулки НВ на кардане имеют жесткое крепление лопастей к втулке, которая крепится к валу главного редуктора с помо-

щью универсального шарнира (кардана). Подвеска на кардане позволяет исключить влияние асимметрии обтекания, так как тяга НВ проходит через центр кардана, не создавая относительно втулки моментов крена и тангажа. Особенностью этих втулок является отсутствие ГШ и ВШ. Горизонтальные шарниры заменены карданными. На рис. 7.3 приведена схема втулки двухлопастного НВ на кардане. Центробежные силы лопастей замыкаются на корпусе втулки и не нагружают подшипники, образующие ось кардана. ОШ нагружены здесь сильнее, чем у НВ с шарнирным креплением лопастей. Для разгрузки комля лопасти и подшипников оси ОШ имеют небольшой конструктивный угол конусности $a_0 = 2 \dots 3^\circ$. При этом не создается изгибающего момента на подшипниках ОШ. Центр кардана для облегчения управления выносит на верх. К достоинствам втулок на карданном шарнире следует отнести: простоту конструкций втулки, меньшее число деталей подвижных механизмов (отсутствие ГШ, ВШ и их демпферов); малую массу втулки; простую балансировку лопасти; отсутствие колебаний типа земного резонанса; невозможность лопасти закинуться вверх при потере оборотов НВ. Недостатками таких винтов являются большие изгибающие моменты в комле лопасти и большой уровень вибраций на втулке двухлопастного винта, вызываемый второй гармоникой аэродинамических сил. Такая конструкция широко используется на втулках рулевых винтов.

Втулки НВ с шарнирным креплением лопастей наиболее широко применяются в вертолетостроении. Втулка нагружается большим крутящим моментом. На нее действуют постоянные силы: в вертикальной плоскости — тяга, в горизонтальной — сила лобового сопротивления, в плоскости, перпендикулярной оси вращения винта, — центробежная сила, а также переменные силы: аэродинамические и инерционные от движения лопастей относительно ОШ и ВШ и силы сопротивления демпфера.

В зависимости от схемы можно выделить втулки с разнесенными ГШ (расстояние от оси ГШ до оси вращения НВ $l_{ГШ} \neq 0$) (рис. 7.4); с совмещенными ГШ ($l_{ГШ} = 0$) и с совмещенными ГШ и ВШ ($l_{ГШ} \neq 0$) (рис. 7.5).

Выбор разноса ГШ и ВШ очень важен. Увеличение разноса ГШ позволяет расширить диапазон центровок, повысить эффективность управления, но при этом увеличиваются значения сил

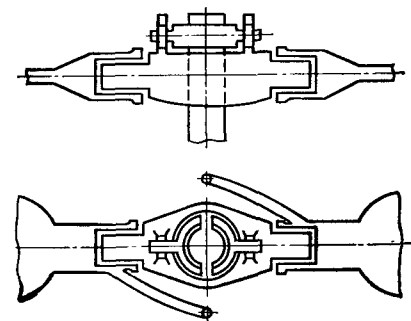


Рис. 7.3. Схема двухлопастного винта на кардане

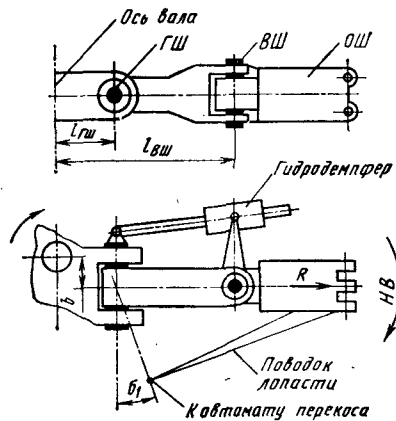


Рис. 7.4. Схема втулки с разнесенными ГШ

размещения ГШ, ВШ и ОШ. Для уменьшения угла установки лопасти при взмахе вверх и увеличения угла установки при движении ее вниз подбирают угол σ_1 , образованный осью ГШ и отрезком, соединяющим центр ГШ с концом поводка рычага поворота лопасти. Параметр $\kappa = \tan \sigma_1$ называется коэффициентом компенсатора взмаха. Для равномерного нагружения подшипников ГШ и ВШ ось последнего расположена на расстоянии b (вынос ВШ) от оси вращения несущего винта. При этом равнодействующая всех сил направлена симметрично относительно проушин лопасти и не создает изгибающего момента на подшипниках ВШ и ГШ (см. рис. 7.4). При совмещении ГШ и ВШ отклонение лопасти в плоскости вращения будет вызывать отклонение ГШ, ось которого будет оставаться перпендикулярной к продольной оси лопасти. В этом случае подшипники ГШ и ВШ нагружаются равномерно на всех режимах полета.

Конструкция втулки НВ с шарнирным креплением лопастей. Основными деталями втулки являются корпус, скоба, цапфа ОШ, корпус ОШ, рычаг поворота лопасти и гидравлические демпферы ВШ (рис. 7.6).

Корпус 1 втулки изготовлен из легированной стали. Он закреплен на валу главного редуктора посредством эвольвентных шлиц и центрируется верхним 2 и нижним 17 конусами. Верхнее конусное кольцо — стальное и состоит из двух половин, а нижнее — бронзовое, разрезное. Сверху корпус закрепляется на валу гайкой, которая контрится штифтами. В верхней части корпуса имеется фланец, к которому шпильками крепится бачок гидродемпферов ВШ, а в нижней части — отверстие под

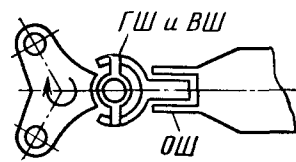


Рис. 7.5. Схема втулки с совмещенными ГШ и ВШ

и моментов, действующих на втулку, и уровень вибраций вертолета, что уменьшает его ресурс. Разнос ГШ и ВШ обычно выбирается из конструктивных соображений минимально необходимой величины для

штифт для фиксации кронштейна серьги поводка тарелки автомата перекоса. Середины проушин корпуса смещены от оси вращения НВ, что позволяет равномерно нагружать подшипники ГШ и ВШ. Проушины корпуса вместе со скобой 5 образуют корпус ГШ. На пальце 4 ГШ установлены внутренние кольца 3 игольчатых подшипников. Наружные кольца находятся в проушинах корпуса. Между кольцами установлены две бронзовые шайбы, выполняющие роль упорных подшипников скольжения. Они воспринимают осевые усилия, возникающие при колебаниях лопасти относительно ВШ. Между шайбами и внутренними кольцами имеется упорное кольцо. В качестве уплотнения ГШ используются резиновые армированные манжеты. К проушине пальца ГШ крепится шток демпфера ВШ.

Для ограничения колебаний лопасти относительно ГШ на втулке имеются упоры. Верхние ограничители необходимы для предотвращения полного закидывания лопастей вверх в случае резкого падения частоты вращения НВ, а также при его раскрутке и остановке при сильном ветре. Нижний ограничитель может изменять свое положение в зависимости от частоты вращения НВ. Это вызвано тем, что допустимый угол свеса лопасти при неработающем НВ гораздо меньше, чем потребный угол маха лопасти вниз в полете. Поэтому на скобе имеются постоянные упоры и центробежный ограничитель свеса (см. рис. 7.6). Он состоит из противовеса 6, пальцев 13 и 15, тяги 14, пружины 12 и собачки 16. При раскрутке НВ противовес 6 под действием центробежных сил поворачивается относительно оси пальца 13, растягивая пружину 12, и через тягу 14 осуществляет поворот собачки 16 относительно оси пальца 15. Тем самым лопасть освобождается от нижнего упора и может перемещаться вниз на необходимый угол. При остановке винта центробежная сила уменьшается, и под действием упругости пружины собачка возвращается в исходное положение, предотвращая удар лопастей о хвостовую балку. Постоянные упоры выполняются сменными. Колебания лопасти относительно ВШ ограничиваются упорами, установленными на скобе 5 и цапфе ОШ 7.

Скоба и цапфа образуют корпус ВШ, который конструктивно выполнен аналогично ГШ. Смазка подшипников обеспечивается маслом, находящимся в полости корпуса втулки.

Осевой шарнир образован соединением цапфы 7 и корпуса 10 ОШ. К цапфе крепится кронштейн, расположенный на цилиндре гидродемпфера. На хвостовике цапфы установлены подшипники ОШ: два шариковых радиальных 8, 11, которые воспринимают усилия от изгибающих моментов, действующих на лопасть, и упорный двухрядный роликовый 9, воспринимающий центробежную силу лопасти. Гнезда сепаратора роликового подшипника развернуты под углом 50° к радиальному направлению. При таком расположении гнезд сепаратор не только ко-

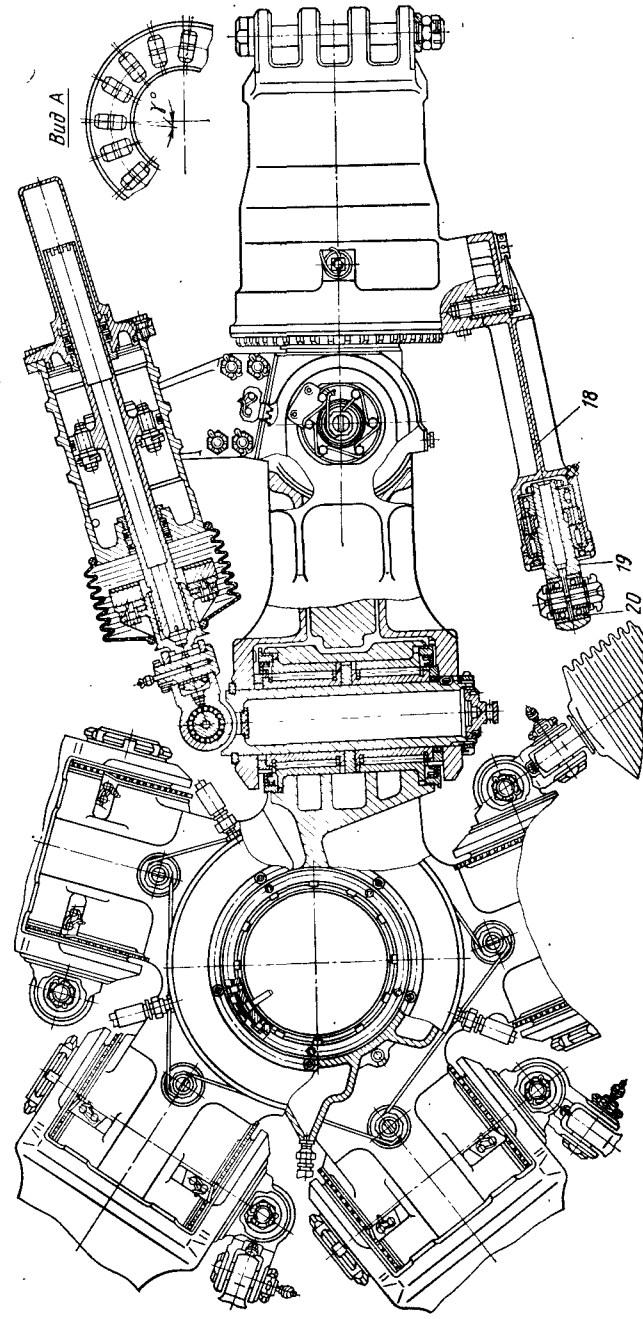
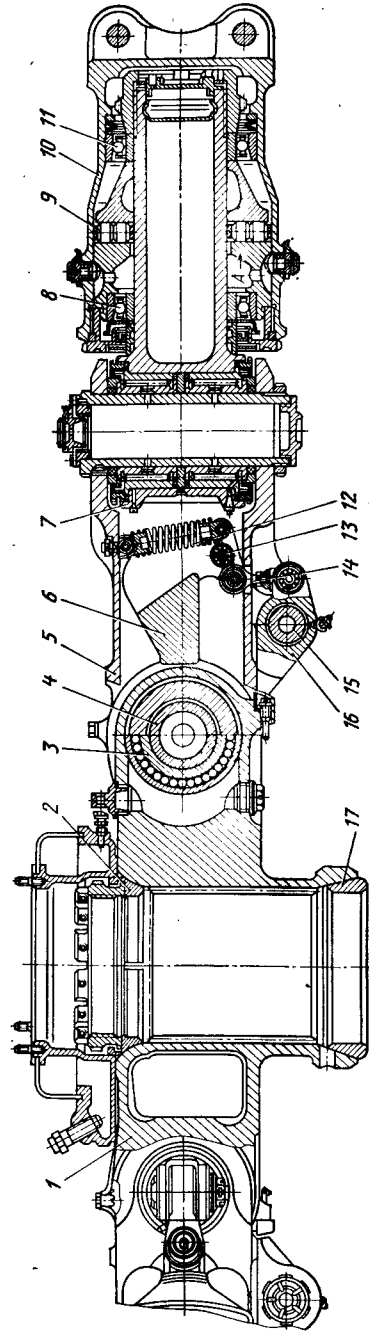


Рис. 7.6. Конструкция втулки несущего винта:

1 — корпус втулки; 2 — верхний конус; 3 — внутреннее кольцо иглообразных подшипников; 4 — палец ГШ; 5 — скоба; 6 — противовес; 7 — цапфа ОШ; 8 — палец; 9 — шариковые радиальные подшипники; 10 — корпус ОШ; 11 — шариковый ролик вый подшипник; 12 — пружина; 13, 15 — пальцы; 14 — тяга; 16 — собачка; 17 — нижний конус; 18 — рычаг поворота лопасти; 19 — валик рычага поворота лопасти; 20 — подшипники

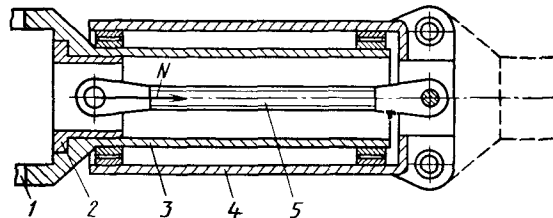


Рис. 7.7. Схема осевого шарнира с торсионом:

1 — проушина вертикального шарнира; 2 — вкладыш; 3 — цапфа; 4 — корпус осевого шарнира; 5 — торсион; N — центробежная сила

леблется, но и непрерывно вращается в одном направлении. В связи с этим дорожки колец подшипника полностью участвуют в работе. В результате увеличиваются срок службы подшипников и ресурс ОШ. Сборка узлов ОШ производится в следующем порядке: сначала устанавливаются гайка корпуса ОШ с манжетами, маслоотражательное кольцо, радиальный шарикоподшипник, распорная втулка, сепаратор с роликами, упорное кольцо, еще один шарикоподшипник, затем все детали стягиваются гайкой, которая контрится стопорным кольцом. Корпус ОШ выполнен в виде стакана с проушинами для крепления лопасти. На корпусе имеется фланец для установки рычага поворота лопасти. Подшипники ОШ смазываются маслом, заливаемым через верхнее отверстие в корпусе. Уплотнениями служат резиновые кольца и манжеты.

Рычаг поворота 18 лопасти крепится болтами к фланцу корпуса ОШ. В цилиндрической полости на конце рычага на двухрядном радиально-упорном шарикоподшипнике и радиальном роликовом подшипнике установлен валик 19. В проушине валика на двух шарикоподшипниках 20 установлен палец, соединяющий рычаг поворота лопасти с тягой автомата перекоса. В настоящее время применяются ОШ с торсионом (рис. 7.7). Особенностью работы пластины торсиона является ее изгиб в своей плоскости при закрутке торсиона. При повороте втулки концы крайних пластин перемещаются соответственно вверх или вниз (рис. 7.8). При этом вследствие трения о поверхность втулок концы пластины по ней не проскальзывают, и она принимает форму, показанную на рис. 7.9. Как видно, пластина изогнута. Существуют способы определения возникающих при этом в поперечных сечениях нормальных напряжений. Они пропорциональны углу закрутки торсиона θ и зависят от его размеров.

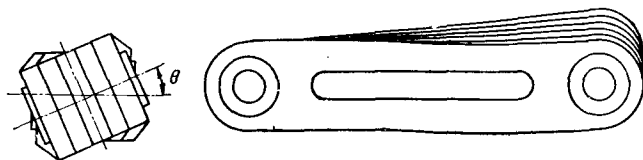
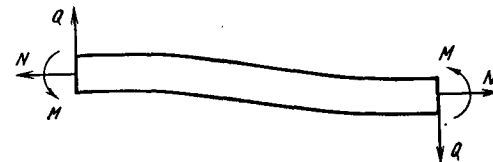


Рис. 7.8. Закручивание пластинчатого торсиона

Рис. 7.9. Изогнутая пластина торсиона:

M — изгибающий момент от закручивания торсиона; N — центробежная сила; Q — поперечная сила



Величина напряжений определяет ресурс торсиона. С увеличением угла закрутки возрастает изгибающий момент в пластине. Он может стать больше момента трения ее о поверхность втулки. Тогда пластина проскальзывает. Так как угол установившейся лопасти и, следовательно, угол закрутки торсиона изменяются циклически, то может возникнуть опасное циклическое проскальзывание, которое влечет за собой быстрый износ втулок и пластин. Поэтому при проектировании параметры торсиона выбирают таким образом, чтобы проскальзывания не было при наибольшем возможном угле закрутки.

Гидравлический демпфер (рис. 7.10) предназначен для демпфирования колебаний лопасти относительно ВШ с целью предотвращения колебаний типа земного резонанса. Он состоит из цилиндра 4, связанного с цапфой ОШ, и штока, закрепленного на пальце ГШ. В поршне 3 имеются перепускные клапаны 2, одни из них осуществляют перепуск жидкости в одном направлении, а другие — в другом. Внутренние полости цилиндра заполнены маслом АМГ-10. На резьбовом конце штока имеется амортизатор 1, состоящий из двух стальных шайб с завулканизированной между ними резиной. Амортизатор смягчает удар о задний ограничитель ВШ при раскрутке НВ. Схема работы гидравлического демпфера приведена на рис. 7.11. При перемещении цилиндра относительно штока жидкость под давлением прижимает один из шариков к седлу. При этом малый шарик выталкивает из седла другой, большой шарик, соединяя полость низкого давления с компенсационным бачком, который установлен на корпусе втулки и обеспечивает надежную работу

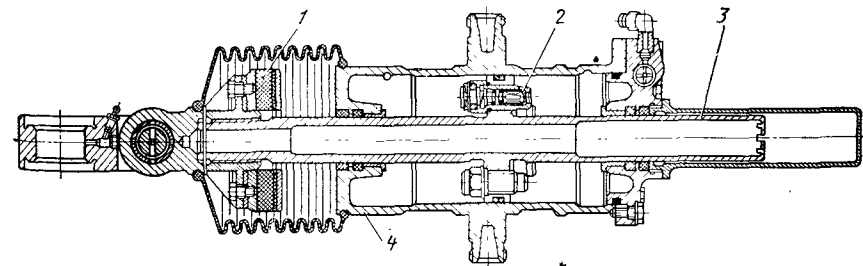


Рис. 7.10. Гидравлический демпфер вертикального шарнира втулки несущего вента:

1 — амортизатор; 2 — перепускной клапан; 3 — поршень; 4 — цилиндр

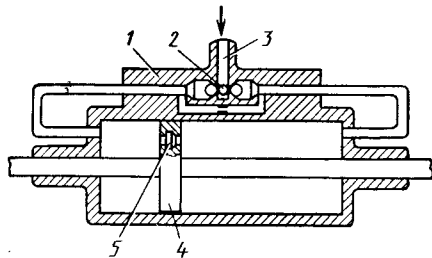


Рис. 7.11. Схема работы гидравлического демпфера:

1 — цилиндр; 2 — компенсационный клапан; 3 — подвод жидкости из компенсационного бачка; 4 — шток с поршнем; 5 — перепускной клапан

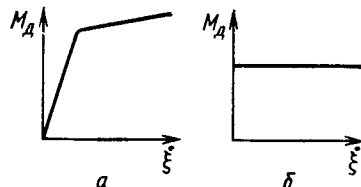


Рис. 7.12. Изменение момента демпфирования по угловой скорости вращения лопасти относительно вертикального шарнира:

а — для гидравлического демпфера; б — для фрикционного демпфера; ξ — угол поворота лопасти относительно оси ВШ

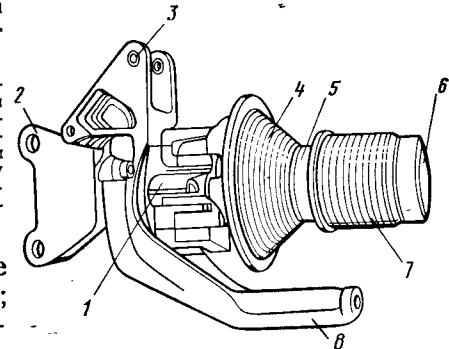
демпера, предотвращая образование газовых пробок. При перемещении цилиндра относительно штока совершается работа, часть которой превращается в тепло. При достижении определенного давления клапаны в поршне открываются, и градиент момента демпфирования резко падает, т. е. демпфер имеет ступенчатую характеристику (рис. 7.12, а). Такая характеристика более благоприятна, чем линейная, при которой демпфер в полете создает очень большой момент.

Кроме гидродемперов, применяются фрикционные демпферы (вертолет Ми-4). На изображенной на рис. 7.12, б характеристике демпера видно, что момент демпфирования постоянен и не зависит от угловой скорости вращения лопасти относительно ВШ. Характеристика фрикционных демперов зависит от температуры и состояния трущихся поверхностей, поэтому их необходимо чаще регулировать. На некоторых современных вертолетах установлены пружинно-гидравлические и эластомерные демпферы. Расчет на прочность втулки несущего винта вертолета с шарнирным креплением лопастей изложен в работе [12].

Втулки НВ с упругим креплением лопастей. В настоящее время появляются втулки, в которых шарнирами служат упругие элементы, позволяющие лопасти совершать маховое движение в плоскости тяги и перемещаться в плоскости вращения. Таким упругим элементом является эластомерный подшипник. Он представляет собой пакет, состоящий из металлических пластин, чередующихся с привулканизированным к ним упругим материалом — эластомером. Эти подшипники имеют ряд преимуществ по сравнению с подшипниками качения: увеличение ресурса в 3—10 раз; устранение необходимости смазывания; уменьшение числа деталей; упрощение осмотра без разборки

Рис. 7.13. Рукав втулки вертолета УН-60А с эластомерными подшипниками:

1 — трубчатый стержень; 2 — узел крепления лопасти; 3 — кронштейн крепления демпера; 4 — сферический эластомерный подшипник; 5 — радиальный самосмазывающийся подшипник; 6 — узел крепления стержня к цилиндрическому эластомерному подшипнику; 7 — цилиндрический эластомерный подшипник; 8 — рычаг поворота лопасти



узла подшипника; уменьшение трудоемкости обслуживания; обеспечение возможности обслуживания втулки по состоянию.

Эластомерный сферический радиально-упорный подшипник позволяет одним шарнирным узлом заменить все три шарнира втулки НВ.

Рассмотрим пример применения эластомерного подшипника на втулке вертолета УН-60А фирмы Сикорского (рис. 7.13) [18]. Корпус втулки изготовлен из титанового сплава. Эластомерные подшипники закреплены на трубчатом стержне 1, на котором расположены узел крепления лопасти 2, кронштейн 3 крепления демпера и рычаг поворота лопасти 8. Эластомерный сферический подшипник 4 имеет форму полого усеченного конуса и обеспечивает возможность движения лопасти в плоскостях тяги и вращения. Трубчатый стержень проходит внутри сферического подшипника и передает центробежную силу лопасти через узел 6 на цилиндрический эластомерный подшипник 7, который работает на сжатие. Применение эластомерных подшипников позволило на 40% уменьшить число деталей втулки и на 60% снизить время технического обслуживания.

Как известно из курса сопротивления материалов [19], при растяжении стержня силами, приложенными вдоль его оси, поперечные размеры стержня уменьшаются. И наоборот, при сжатии — увеличиваются. Таким свойством, характеризующим коэффициентом Пуассона μ , обладают все конструкционные материалы. У резины коэффициент Пуассона $\mu \approx 0,5$. При $\mu = 0,5$ сжатие в одном направлении связано с расширением в двух других, перпендикулярных первому, таким образом, что объем деформируемого тела не изменяется. Пусть вследствие сжатия слоя резины силой P расстояние между металлическими пластинами в эластомерном подшипнике t уменьшилось на величину Δt (рис. 7.14). Это значит, что объем, занятый резиновым слоем между двумя пластинами, должен уменьшиться на $\Delta t F$, где F — площадь пластины. Но так как общий объем резины измениться не может, то это означает, что по бокам слоя резины появились выпуклости, объем которых $\Delta V = \Delta t F$. Резина «вы-

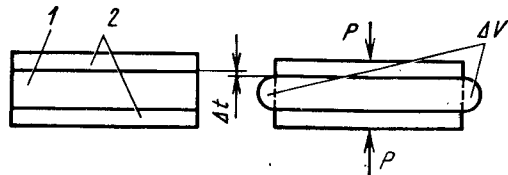


Рис. 7.14. Деформации резинового слоя эластомерного подшипника:

1 — резиновый слой; 2 — металлические пластины

текает» из пространства между двумя металлическими дисками, что допустимо только в известных пределах. Поэтому на деформации сжатия резиновых слоев наложено ограничение. Относительная деформация сжатия не должна быть более $\epsilon_{доп} = 0,05 \dots 0,07$. Это обеспечивается подбором площади F . Зная центробежную силу N , которая вызывает сжатие слоев эластомера, можно найти напряжение сжатия $\sigma = N/F$. Относительная деформация $\epsilon = \sigma/E$. Модуль упругости E определяют по результатам специальных испытаний. Для обычных металлических конструкций модуль E зависит только от состава сплава. В резиновом слое на величину E оказывает влияние его геометрия — отношение площади сжатия F к площади свободной боковой поверхности резинового слоя, в зависимости от которого и выбирают E . При поворотах комля лопасти в слоях резины происходят деформации сдвига. При большой их величине резиновые слои быстро разрушаются — ресурс подшипника оказывается малым. Для упрощения положим, что резиновый слой является не сферическим, а плоским. Найдем деформации резины при изменении угла установки лопасти на величину $\Delta\theta$. Одна поверхность слоя должна повернуться относительно другой на угол $\Delta\theta$. При этом точка A на ней переместится в положение A_1 (рис. 7.15). Дуга

$$AA_1 = r\Delta\theta. \quad (7.1)$$

Рассматривая фигуру AA_1B на боковой поверхности, приближенно при малом $\Delta\theta$ можно записать $AA_1 = t\gamma$ (где γ — угол сдвига). Подставляя AA_1 по формуле (7.1), получим

$$\gamma = \frac{AA_1}{t} = \frac{r\Delta\theta}{t}.$$

Наибольший угол сдвига будет на внешней поверхности резинового слоя

$$\gamma_{max} = \frac{R\Delta\theta}{t}.$$

Таким образом, угол сдвига пропорционален $\Delta\theta$. Если составить подшипник из нескольких n слоев резины, то сдвиг будет соответственно меньше:

$$\gamma_{max i} = \gamma_{max}/n.$$

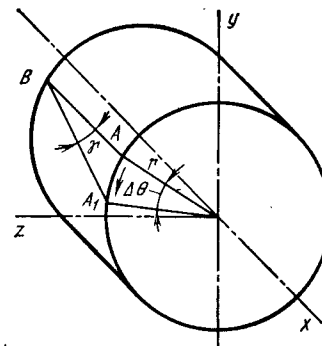


Рис. 7.15. Закручивание (сдвиг) резинового слоя

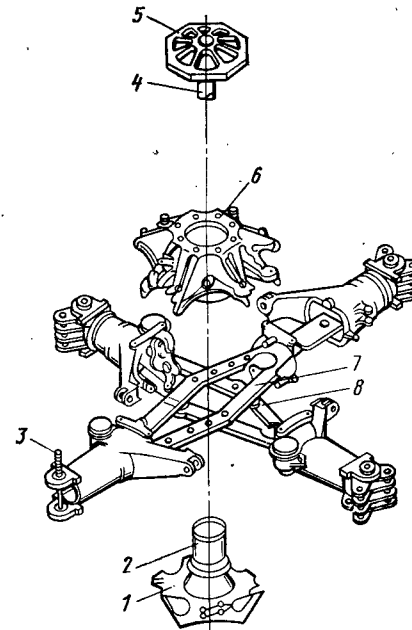


Рис. 7.16. Членение втулки несущего винта с торсионом вертолета Хьюз-500:

1 — нижняя направляющая опора; 2 — опорная стойка; 3 — палец ВШ; 4 — приводной вал несущего винта; 5 — верхний фланец приводного вала; 6 — корпус втулки; 7 — верхний пакет торсионных пластин; 8 — нижний пакет торсионных пластин

Аналогично на основе соответствующих геометрических соотношений можно рассмотреть работу сферического резинового слоя не только при изменении угла установки лопасти θ , но и при маховом β (в плоскости взмаха) и качательном ξ (в плоскости вращения) ее движения. Зная характерные значения этих углов, можно подобрать число слоев так, чтобы углы сдвига γ были достаточно малыми. Допустимые значения γ определяют экспериментально.

Другим типом упругого элемента является торсион, представляющий собой пакет упругих пластин, заменяющий ГШ или ВШ. Примером может служить втулка НВ вертолета Хьюз-500 (рис. 7.16). Пакеты торсионных пластин попарно соединяют противоположные лопасти и воспринимают центробежные силы. Они же позволяют лопасти совершать маховое движение в плоскости тяги и поворачиваться относительно своей продольной оси.

Корпус втулки установлен на невращающейся опорной стойке 2. Крутящий момент от главного редуктора к винту передается с помощью центрального приводного вала 4, верхний фланец 5 которого прикреплен болтами к верхнему торцу корпуса

втулки 6. Такая схема установки втулки позволила разгрузить приводной вал главного редуктора от переменных изгибающих нагрузок, возникающих на винте, и обеспечить посадку вертолета на авторотации в случае разрушения приводного вала. Между корпусом втулки и нижней направляющей опорой 1, прикрепленной к корпусу, расположены два взаимно пересекающихся под углом 90° пакета торсионных пластин 7 и 8, соединенных своими концами с пальцами 3 ВШ. Продольные оси ОШ пары лопастей смещены по вертикали относительно друг друга. Втулка снабжена фрикционным демпфером ВШ. Изменение демпфирующего момента происходит постепенно по мере последовательного вступления в работу четырех различных фрикционных пар, образованных стальными дисками с фрикционными накладками.

Пластины торсиона растянуты центробежной силой. Они изгибаются при изгибных колебаниях лопасти в плоскости взмаха. Возникающие при этом напряжения уменьшают, помещая над и под торсионом специальные детали, ограничивающие его деформации. При изменении угла установки происходит закрутка обеих ветвей торсиона. Отдельные пластины нагружаются при этом так же, как торсион осевого шарнира, рассмотренный ранее. Изгибные колебания лопасти в плоскости вращения приводят к изменению осевой силы в каждой ветви торсиона. В целом в поперечном сечении пластины возникают в основном нормальные напряжения от действия перечисленных факторов. Они имеют значительную переменную составляющую. Поэтому главной является задача обеспечения достаточного ресурса.

7.3. ЛОПАСТИ НЕСУЩЕГО ВИНТА

Основными геометрическими параметрами лопастей несущих винтов являются характеристика профиля лопасти, коэффициент заполнения, форма лопасти в плане и крутка лопасти.

Аэродинамические характеристики профиля лопасти зависят от его формы. Все эти профили сведены в единый каталог, содержащий их геометрические размеры и аэродинамические характеристики.

Коэффициентом заполнения НВ называется отношение площади всех лопастей к площади ометаемой винтом поверхности:

$$\sigma = \frac{k_d F_d}{F},$$

где k_d — число лопастей; F_d — площадь одной лопасти; F — площадь ометаемой поверхности.

Форма лопасти в плане может быть прямоугольной трапецевидной и смешанной (рис. 7.17). Наиболее рациональными яв-

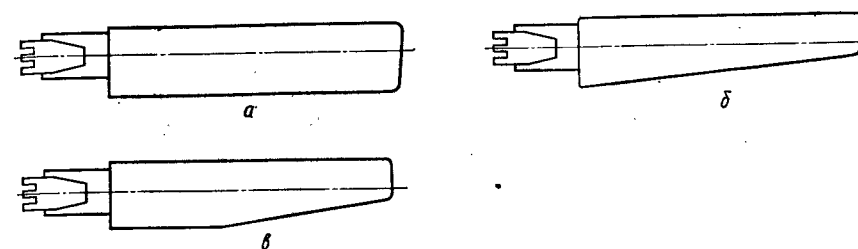


Рис. 7.17. Форма лопасти в плане:

а — прямоугольная; б — трапецевидная; в — смешанная

ляются трапецевидные лопасти, так как они близки к оптимальным с точки зрения аэродинамики (эллиптическим), имеют меньшие индуктивные и профилейные потери. Однако чаще всего на вертолетах из технологических соображений применяются лопасти прямоугольной формы в плане.

Круткой лопасти $\Delta\varphi$ называется разность углов установки в комлевом и концевом сечениях лопасти (рис. 7.18). У большинства лопастей крутка составляет $6-12^\circ$. Крутку из соображений аэродинамики (улучшения КПД) желательно увеличивать, но при этом в конструкции лопасти растут переменные напряжения, что снижает ее ресурс. Крутка дает более равномерное распределение аэродинамических сил вдоль лопасти и уменьшает индуктивные потери НВ, вызываемые неравномерностью индуктивного потока. Кроме того, крутка увеличивает углы атаки сечений лопасти, расположенных близко к оси винта, где окружная скорость мала, что повышает их эффективность.

Основными силами, действующими на лопасть, являются: аэродинамические силы (подъемная сила Y в вертикальной плоскости и сила лобового сопротивления X — в горизонтальной

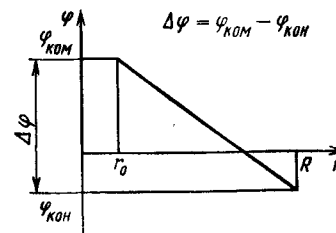


Рис. 7.18. График крутки $\Delta\varphi$ по радиусу R лопасти (r_0 — начало рабочей части лопасти; r — текущая координата радиуса лопасти)

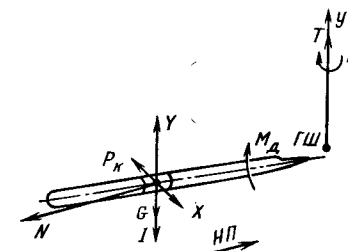


Рис. 7.19. Силы, действующие на лопасть несущего винта

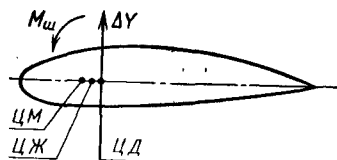


Рис. 7.20. Возникновение шарнирного момента лопасти

плоскости); собственный вес G ; силы инерции от колебаний лопасти относительно шарниров I и P_k (кориолисова сила), центробежная сила N и момент от демфера M_d ВШ (рис. 7.19). Эти силы, кроме центробежной и силы веса, в горизонтальном полете переменны во времени, что обязательно должно учитываться в конструкции лопасти.

Кроме того, вследствие несовпадения на профиле центра жесткости (ЦЖ), центра масс (ЦМ) и центра давления (ЦД) (рис. 7.20) появляется шарнирный момент $M_{ш}$, действующий относительно оси жесткости лопасти, которая практически совпадает с осью осевого шарнира.

Для лопасти характерна силовая схема, при которой все нагрузки воспринимаются одним силовым элементом конструкции — лонжероном. Обшивка, нервюры, стрингеры только передают действующие на них нагрузки на лонжерон.

По конструкции лопасти можно подразделить на две группы: цельнометаллические и из композиционных материалов. Рассмотрим конструкции лопастей шарнирных НВ. Для лопастей карданных втулок следует учитывать большие изгибающие моменты в комле лопасти. Поэтому такая лопасть имеет усиленную комлевую часть.

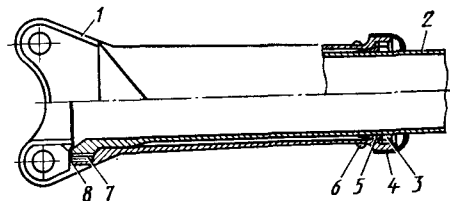
Лопасты цельнометаллической конструкции. Большинство современных вертолетов имеют цельнометаллические лопасти, так как они легки и надежны в эксплуатации, имеют достаточную прочность и длительный ресурс. Лопасты цельнометаллической конструкции можно подразделить на две группы: лопасти каркасной конструкции с трубчатым стальным лонжероном и лопасти с прессованным лонжероном из легких сплавов.

Лопасты каркасной конструкции впервые появились в 30-х годах на вертолете ЦАГИ 1-ЭА и вертолетах конструкции Сьерва (Англия). Основным элементом лопасти является лонжерон, изготовленный из стальной трубы, имеющей переменную по длине толщину стенки и форму поперечного сечения. Материал трубы — высоколегированная сталь типа 30ХГСА или 40ХН2МА. Наружную и внутреннюю поверхности трубы полируют и подвергают механическому упрочнению наклепом, в результате чего динамическая прочность лонжерона повышается в 1,5—2 раза. Такие лопасти используются на вертолетах Ми-6 и Ми-26.

В конце 50-х годов для передачи сил и моментов с лопасти на втулку НВ лонжерон соединяли со втулкой при помощи стального наконечника (рис. 7.21).

Рис. 7.21. Узел крепления цельнометаллической лопасти с трубчатым лонжероном со втулкой несущего винта:

1 — наконечник; 2 — комлевая труба; 3 — гайка; 4 — герметизирующий кожух; 5 — разрезной конус из бронзы; 6 — бандаж; 7 — штифт; 8 — пружинное кольцо



Наконечник 1 лопасти из стали ОХНЗМФА насажен на комлевую трубу 2 так, что центробежная сила лопасти передается на наконечник фланца комлевой трубы, зажатого с помощью гайки 3. Шарнирный момент воспринимается трением по фланцу трубы лонжерона и дополнительно восемью штифтами 7, фиксирующими относительное угловое положение трубы и наконечника. Осевое перемещение наконечника относительно лонжерона ограничено пружинным кольцом 8, вставленным в наконечник. Изгибающие моменты в комле лонжерона воспринимаются в наконечнике двумя опорами: по фланцу трубы и специальному поясу на трубе у тонкого конца наконечника. Эта опора осуществляется с помощью разрезного конуса 5 из бронзы. Площадь сечений лонжерона увеличивается по направлению к комлю для ограничения резкого роста напряжений от центробежных сил и изгибающего момента, которые возрастают от конца лопасти к комлю.

Лопасть состоит из отдельных отсеков, включающих в себя обшивку, нервюры и стрингеры. Каждый отсек закреплен на лонжероне и не имеет жесткой связи с соседними отсеками. При этом обшивка, нервюры и стрингеры каждого отсека не работают на изгиб, а передают нагрузки на лонжерон на участке отсека. Лонжерон под действием нагрузки может свободно деформироваться внутри отсеков. Поэтому в такой конструкции можно применять клепочно-винтовые соединения, которые в другой конструкции не обеспечили бы сопротивление усталости.

Отсек цельнометаллической лопасти со стальным трубчатым лонжероном состоит из носовой и хвостовой частей, закрепленных на лонжероне.

Основа носовой части отсека — обшивка, имеющая подсетку для укладки пакета электрического противообледенителя. Для увеличения жесткости контура носовой части к обшивке приклеены, и дополнительно приклепаны диафрагмы, гофрированные накладки и передний профиль. Для создания необходимой по флаттерным характеристикам поперечной центровки лопасти к обшивке носка приклеены и приклепаны противовесы в виде стального профиля. Носовая часть отсека приклеена к передней стенке хвостовой части отсека и прикреплена к ней винтами по подсетке. Винты имеют потайные головки и поставлены

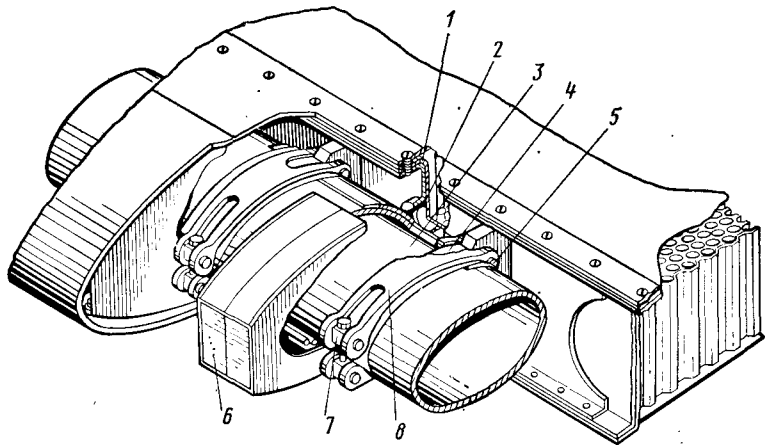


Рис. 7.22. Часть отсека лопасти несущего винта:

1 — башмак; 2 — цапфа; 3 — лонжерон; 4 — хомут; 5 — болт; 6 — пенопластовый блок; 7 — крестовина; 8 — лента

на клею для предотвращения самопроизвольного отвертывания.

Для герметизации зазоров в носовой части лопасти на уширенной отбортовке торцевых диафрагм носовых частей четных отсеков имеется подсечка, на которую накладывается обшивка носовых частей нечетных отсеков. По поверхности прилегания обшивок носовых частей проложены кожаные прокладки, приклеенные к обшивкам и диафрагмам четных отсеков, обеспечивающие возможность незначительных взаимных перемещений носовых частей при деформации.

Хвостовая часть отсека лопасти с трубчатым лонжероном включает в себя переднюю стенку корытообразного сечения, к которой приклеивают обшивку, торцевые нервюры и сотовый наполнитель. Для придания жесткости задней кромке в нее вклеен текстолитовый стрингер. Усиливающие подкладки приклеены для устранения резкого изменения жесткости в местах соединения обшивки с профилем передней стенки и сходят на ус в направлении к задней кромке отсека. Сотовый блок склеен из листов алюминиевой фольги и придает жесткость хвостовой части отсека. По бокам хвостовой части имеются торцевые нервюры, к которым прикреплены боковые накладки, предназначенные для соединения винтами носовых и хвостовых частей отсеков. Спереди хвостовой части приклеен дюралюминиевый башмак 1 с выступающими передними поясами, которые охватывают сзади часть лонжерона и опираются на хомуты 4, приклеенные к лонжерону 3 (рис. 7.22). Это позволяет восприни-

мать и передавать на лонжерон центробежные и перерезывающие силы. В поясах имеются отверстия под болты 5 для крепления лент 8, притягивающих хвостовые части отсеков к лонжерону. Эти ленты воспринимают моменты, действующие на отсек. Для крепления хвостовых частей отсеков к лонжерону приклеены и притянуты двумя стальными хомутами стальные цапфы 2. Хомуты также приклеены к цапфам и лонжерону. Цапфы вставлены в отверстия башмаков хвостовых частей отсеков, а отсеки четырьмя стальными лентами притянуты к лонжерону. При сборке хвостовых частей отсеков с лонжеронами башмаки своими поясами одновременно приклеиваются к хомутам на лонжероне, а ленты, охватывающие лонжерон, стягиваются между собой болтами через крестовины 7. Между хомутами и лентами на всех отсеках проложены лавсановые прокладки, предотвращающие трение лент по хомуту. Все клеевые швы и технологические отверстия покрыты герметиком во избежание попадания влаги в отсеки. В местах расположения средних частей отсеков на лонжероне приклеен пенопластовый блок 6, армированный фанерой, к которому приклеен носок. Носовая часть отсека при сборке лопасти устанавливается на хвостовую часть по подсечке, склеивается по всей площади сопряжения и крепится по хвостовым башмакам винтами, имеющими потайные головки и контрящимися с помощью клея.

На конце лопасти имеется обтекатель, под которым расположены лампа контурного огня и набор стальных балансировочных пластин, укрепленных на шпильках, установленных в стальной бобышке на конце лонжерона. Пластины необходимы для выравнивания в каждом комплекте лопастей статических моментов массы лопасти относительно оси вращения. Кроме того, на концевых отсеках лопасти в хвостовой части установлены металлические пластины — триммеры. Отгиб этих пластин влияет на аэродинамические характеристики лопасти (соконусность вращения лопастей).

Упругие изгибные деформации лопасти в плоскости вращения таковы, что задняя кромка лопасти, находящаяся на наибольшем удалении от оси жесткости, испытывает значительные сжимающие усилия, особенно на режимах раскрутки НВ. Для разгрузки от переменных усилий задняя часть лопасти выполняется разрезной и обычно состоит из отдельных, не связанных между собой отсеков с резиновыми вкладышами между ними, которые предотвращают перетекание воздуха с нижней на верхнюю поверхность лопасти. При изгибных деформациях лонжерона лопасти хвостовые отсеки практически не нагружаются.

Обшивка является наиболее нагруженным элементом конструкции хвостового отсека. Она передает на лонжерон центробежную силу отсека, изгибающие моменты, создаваемые аэро-

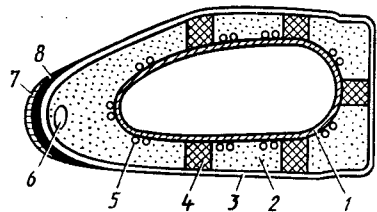


Рис. 7.23. Носовая часть лопасти смешанной конструкции:

1 — лонжерон; 2 — пенопластовый наполнитель; 3 — обшивка; 4 — компенсатор; 5 — канал системы обнаружения повреждения лонжерона; 6 — противообледенительная система; 7 — противообледенительная окковка; 8 — нагревательная накладка

динамическими и инерционными силами, и деформируется в зоне прикрепления вместе с лонжероном.

Вертолет Ми-26 оснащен лопастями смешанной конструкции, которые имеют стальной лонжерон со стеклопластиковым каркасом (рис. 7.23) [4].

Принципиальная особенность лонжерона лопасти НВ вертолета Ми-26 — отсутствие комлевого наконечника. Весь лонжерон, включая проушины комлевого стыка, изготовлен как единое целое. Отсутствие комлевого наконечника и соответственно неизбежной концентрации напряжений в местах его крепления позволило существенно увеличить ресурс по условиям выносливости, а также уменьшить массу лопасти. Практически ресурс лопасти определяется переменными нагрузками и сопротивлением усталости не лонжерона, а каркаса. Проушины комлевого стыка, соединяющего лопасть со втулкой, выполнены за одно целое с лонжероном путем высадки его комлевой части. Для предохранения отверстий проушин от забоин по внутреннему диаметру этих отверстий приклеены разрезные титановые втулки, а по торцам проушин — шайбы, которые являются «жертвенными» деталями. При снятии или установке лопасти на вертолет разрезные втулки принимают на себя удары при монтаже и повреждения, предохраняя основную поверхность стыковочных отверстий, что способствует повышению надежности и ресурса.

Лопасть НВ вертолета Ми-26 состоит из общей носовой части и отдельных хвостовых отсеков, а также комлевого и концевого обтекателей. В носовую часть, изготовленную по форме профиля лопасти, входят стальной трубчатый лонжерон 1, пенопластовый наполнитель 2 и пакет противообледенительной системы 6. Лонжерон воспринимает все нагрузки от носовой части и хвостовых отсеков лопасти с помощью специальных компенсаторов 4. Труба лонжерона облицована по наружному диаметру слоем стеклоленты для обеспечения прочного соединения лонжерона с каркасом, защиты его от коррозии и для образования каналов системы сигнализации о повреждении лонжерона. Обшивка 3 носовой части лопасти образована из восьми слоев стеклоткани, компенсаторы изготовлены из стеклопластика. Они представляют собой как бы продольные нервюры носовой

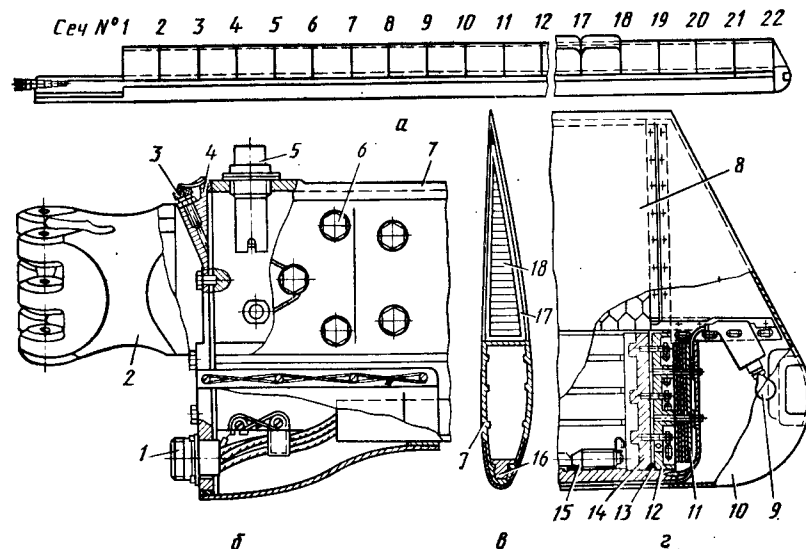


Рис. 7.24. Лопасть несущего винта с прессованным лонжероном:

а — общий вид лопасти; б — комлевая часть лопасти; в — сечение лопасти; г — концевая часть лопасти; 1 — штепсельный разъем; 2 — наконечник лопасти; 3 — зарядный вентиль системы сигнализации о повреждении лонжерона; 4 — заглушка; 5 — сигнализатор повреждения лонжерона; 6 — болты крепления наконечника к лонжерону; 7 — лонжерон; 8 — отсек лопасти; 9 — лампа контурного огня; 10 — защитная накладка; 11 — пластины балансировочного груза; 12 — заглушка полости лонжерона; 13 — резиновый вкладыш; 14 — прижим; 15 — винтовой упор; 16 — противовес; 17 — межотсечный вкладыш; 18 — сотовый наполнитель

части лопасти, связывающие обшивку лопасти с лонжероном и обеспечивающие передачу нагрузок с хвостовых отсеков и носовой части на лонжерон. Компенсатор состоит из набора прямоугольных участков стеклоткани, склеенных связующим и прошедших режим полимеризации.

Хвостовой отсек включает в себя обшивку с двумя слоями стеклоткани, стеклопластиковые нервюры, хвостовой стрингер, дюралюминиевый закрылок и сотовый наполнитель из специальной бумаги типа «номекс», обладающей высоким сопротивлением усталости и коррозионной стойкостью. Все хвостовые отсеки имеют закрылки для изменения шарнирного момента и усилий в цепи управления.

Лопастями с прессованным лонжероном применяются на вертолетах Ми-2, Ми-8, Ми-24. Лопасти имеют прессованный лонжерон 7 из алюминиевого сплава, представляющий собой пустотелую балку с внутренним контуром постоянного сечения (рис. 7.24). Лонжерон фрезеруют снаружи в соответствии с заданным профилем всех сечений носовой части лопасти и с учетом наклейки противообледенительного устройства. На-

ружную и внутреннюю поверхности лонжерона подвергают нагартовыванию стальными шариками вибрационным методом. Для повышения жесткости верхняя и нижняя полки лонжерона имеют внутри ребра. Первые от носка ребра служат направляющими для противовеса 16, устанавливаемого в целях обеспечения требуемой поперечной центровки лопасти. Противовес состоит из отдельных частей, покрытых резиной для уплотнения и предохранения от коррозии. Под концевым обтекателем имеется винтовой упор 15, удерживающий противоблательные грузы от продольных перемещений. Комлевая часть лонжерона утолщена для установки на ней стального наконечника 2, который крепится к лонжерону стальными болтами 6 и для предохранения от коррозии дополнительно приклеивается к лонжерону. Щеки наконечника имеют увеличивающееся к заделке во втулке сечение для более плавного включения их в работу при изгибе и растяжении. На концевой части лонжерона крепятся на двух шпильках стальные балансировочные пластины 11 статического момента массы лопасти.

Хвостовой отсек лопасти состоит из обшивки, склеенной с сотовым наполнителем 18, с двумя торцевыми нервюрами и хвостовым стрингером. Хвостовой отсек приклеен к полкам и задней стенке лонжерона.

Для предотвращения перетекания воздуха между отсеками имеются уплотнительные резиновые вкладыши 17.

В настоящее время широко используются лопасти из композиционных материалов. Они имеют следующие преимущества: возможность создавать и точно выдерживать при изготовлении оптимальную форму профиля лопасти; значительно большие ресурс и надежность вследствие большей удельной прочности материала и нечувствительности к концентраторам напряжений; медленное и ограниченное распространение усталостных трещин; высокую коррозионную стойкость; внутреннее демпфирование, полезное для поглощения энергии колебаний; высокую технологичность и меньшую трудоемкость изготовления.

Такие лопасти установлены на вертолетах Ка-25К, Ка-26 и др. Основным силовым элементом лопасти является лонжерон 2, изготовленный из стеклопластика (рис. 7.25). Он имеет форму носовой части лопасти. В комлевой части лонжерона находится стальной узел 1 крепления лопасти ко втулке. Он крепится к лонжерону на болтах 9 и клею. Для статической балансировки лопасти лонжерон имеет торцевую и комлевую балансировочные камеры. В носовой части лонжерона, защищенной от абразивного износа светоозоностойким резиновым покрытием 3, расположен центровочный груз, залитый в латунную оковку. К задней части лонжерона приклеены хвостовые секции, которые состоят из тонкой стеклопластиковой обшивки 16 и легкого наполнителя 15, склеенных между собой. Для динамической регу-

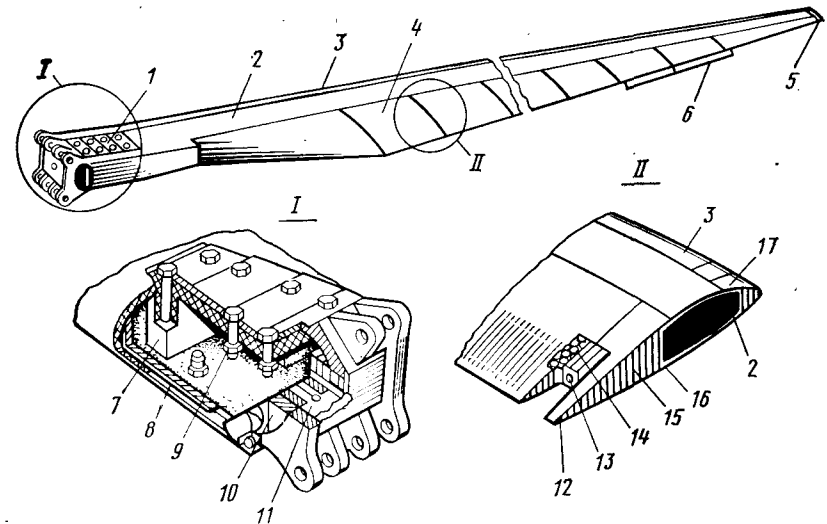


Рис. 7.25. Лопасть несущего винта со стеклопластиковым лонжероном:

1 — узел крепления лопасти; 2 — лонжерон; 3 — резиновое покрытие; 4 — хвостовая секция; 5 — концевой обтекатель; 6 — триммер; 7 — бобышка; 8 — трубки спиртовой противообледенительной системы; 9 — болт крепления узла лопасти; 10 — крышка лонжерона; 11 — комлевые балансировочные грузы; 12 — хвостовой стрингер; 13 — резиновый вкладыш; 14 — нервюра хвостовой секции; 15 — сотовый наполнитель; 16 — обшивка; 17 — оковка

лировки несущей системы имеется металлический триммер 6. Лопасть снабжена спиртовой противообледенительной системой.

Для своевременного обнаружения усталостных трещин в лонжеронах лопасти снабжены сигнализаторами повреждения лонжерона. Это обеспечивает эксплуатационную надежность лопастей. У цельнометаллических лопастей система состоит из заглушек 4 (см. рис. 7.24) на концах лонжерона, обеспечивающих герметичность его внутренней полости, и сигнализатора повреждения лонжерона 5. Сигнализатор включает в себя красный сигнальный колпачок, соединенный с сильфоном, наполненным гелием, и зарядный вентиль 3. Снаружи сигнализатор закрыт прозрачным плексигласовым колпаком. Внутренняя полость лонжерона заполняется воздухом под давлением. Воздух сжимает сильфон и втягивает внутрь корпуса красный колпачок. В случае появления в лонжероне трещины давление в нем падает и уравнивается с атмосферным. Под действием внутреннего давления сильфон разжимается и выталкивает красный колпачок, который сигнализирует о повреждении лонжерона. Система сигнализации повреждения лопасти со стеклопластиковым каркасом имеет некоторую особенность. Наружная поверхность трубы лонжерона облицована стеклолентой, поэтому при возникновении трещины в лонжероне воздух из его внут-

ренной полости не может страиваться. В связи с этим при изготовлении лопасти вдоль трубы лонжерона укладывают двойные фторопластовые шнуры, обматывают «сырой» стеклотканью, а трубу полимеризуют в пресс-форме. Затем шнуры вытягивают, при этом образуются каналы 5 (см. рис. 7.23), в которые и страивается воздух в случае повреждения лонжерона.

Для защиты от обледенения лопасти снабжены противообледенительными системами: электрической или спиртовой.

В первом случае в носовой части лопасти по всей длине устанавливают противообледенители электротеплового действия с электронагревательными элементами. Нагревательный элемент представляет собой тонкие ленты из коррозионно-стойкой стали, проложенные между слоями стеклоткани и приклеенные к ним. Для защиты от абразивных воздействий пакет с нагревательными элементами покрыт листовой резиной. Нагревательный элемент заканчивается шинами с проводами, которые впаяны в электрический соединитель, установленный в лопасти. Напряжение передается от бортовой сети к нагревательным элементам лопасти при вращении винта при помощи токосъемника, расположенного на втулке. Его основными частями являются коллектор и щеткодержатель с установленными на нем колодками со щетками. При включении противообледенительной системы секции нагревательных элементов включаются поочередно в определенной последовательности, одна за другой при помощи программного механизма.

Для подачи сигнала о начале обледенения на вертолете устанавливается сигнализатор обледенения. Он представляет собой цилиндр, на поверхности которого расположены два кольца, имеющих между собой зазор. Эти кольца включены в электрическую сеть. При попадании льда в зазор цепь замыкается, и сигнал подается в кабину летчика и на включение противообледенителей. После прекращения обледенения система выключается нажатием кнопки.

Спиртовая система чаще всего устанавливается на лопастях со стеклопластиковым лонжероном. Она состоит из распределительной камеры, расположенной в комлевой части, и двух трубок, подводющих спирт к носку лопасти. Спирт поступает на поверхность лопасти через отверстия в трубках.

7.4. НАГРУЖЕНИЕ ЛОПАСТЕЙ НЕСУЩИХ ВИНТОВ

На лопасть несущего винта действуют переменные аэродинамические силы, вызывающие ее колебания и появление в сечениях лонжерона переменных напряжений, вызывающих усталостную повреждаемость. Поэтому возникает задача снижения переменных нагрузок и повышения сопротивления усталости лопастей. Другой задачей является обеспечение безо-

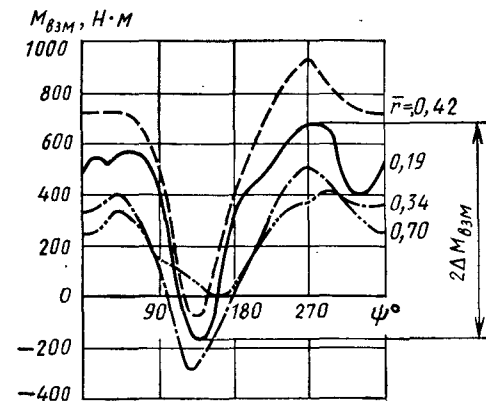


Рис. 7.26. Изменение изгибающего момента в сечениях средней части лопасти по азимуту ψ .

пасности от возникновения особого вида колебаний — флаттера (см. разд. 7.4).

От аэродинамических и инерционных сил в сечении лонжерона лопасти возникает равнодействующая сила и момент. Сила может быть разложена на три компонента. Два из них являются поперечными силами в плоскости сечения вдоль двух взаимно перпендикулярных осей, одну из которых можно приближенно считать совпадающей с хордой профиля. Третий компонент — осевая сила (вдоль оси лопасти). Момент состоит из изгибающих моментов в плоскости взмаха и плоскости вращения и крутящего момента. Так как поперечные силы значения не имеют, то в дальнейшем они не рассматриваются. Осевая сила практически равна центробежной, возникающей вследствие вращения винта. Она вызывает растяжение лонжерона. В связи с тем, что центробежная сила имеет большую величину (десятки тонн), в поперечном сечении лонжерона появляются большие нормальные напряжения. Они практически не изменяются по величине, поэтому являются статической подгрузкой, которая может вызвать снижение долговечности. С учетом этого при проектировании выбирают площадь поперечного сечения лонжерона. От крутящего момента в сечении лонжерона возникают касательные напряжения, не оказывающие заметного влияния на ресурс. Исключение может составить комлевая часть лопасти из композиционных материалов из-за наличия отверстий для крепления наконечника. Ранее были указаны способы упрочнения. Крутящий момент комлевой части лопасти передается на систему управления и определяет ее прочность.

Наибольшее для ресурса значение имеют изгибающие моменты. Они являются переменными по времени и вызывают в сечении лонжерона появление переменных нормальных напряжений, определяющих ресурс лопасти. По характеру действующих моментов и напряжений на лопасти можно выделить ее

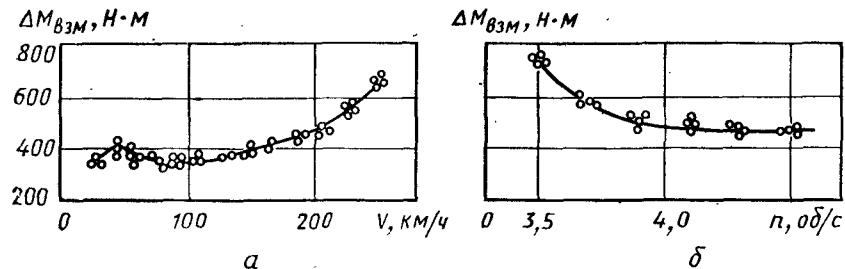


Рис. 7.27. Зависимость полуразмаха $\Delta M_{взм}$ изгибающего момента в плоскости взмаха от скорости полета вертолета (а) и частоты вращения винта (б)

среднюю часть (приблизительно от сечения на относительном радиусе $\bar{r} \approx 0,2$ и до $\bar{r} \approx 0,8$). Ниже будут рассмотрены комлевой ($\bar{r} < 0,2$) и концевой ($\bar{r} > 0,8$) участки лопасти. В средней части лопасти переменная составляющая изгибающего момента в плоскости взмаха $M_{взм}$ состоит в основном из первой и второй гармоник (рис. 7.26). Более высокие гармоники малы. Переменная составляющая характеризуется полуразмахом ΔM — полуразностью наибольшего и наименьшего за один оборот винта значений момента. Полуразмах $\Delta M_{взм}$ возрастает по скорости полета (рис. 7.27) вследствие увеличения переменной части аэродинамической нагрузки, а с увеличением частоты вращения винта — уменьшается. При этом появляется распрямляющее лопасть действие центробежной силы, стремящейся ее растянуть. По той же причине происходит уменьшение $\Delta M_{взм}$ в средней части лопасти при постановке грузов на ее конце, вследствие чего возрастает центробежная сила. Увеличение конструктивной крутки лопасти приводит к увеличению $\Delta M_{взм}$, т. е. входит в противоречие с требованием аэродинамики, поэтому конструктор должен выбрать некоторую компромиссную величину крутки.

На рис. 7.28 показан процесс изменения изгибающего момента в концевой части лопасти ($\bar{r} = 0,9$). Для этого участка (так же как и для комлевого) характерно наличие больших по величине амплитуд гармоник, более высоких, чем первая и вторая гармоники. Их появление во многом объясняется воздействием переменных индуктивных скоростей и динамическим усилением колебаний. В соответствии с законами аэродинамики большие переменные индуктивные скорости возникают при полете в диапазоне малых скоростей ($V = 40 \dots 60$ км/ч). При этом значительно увеличиваются гармоники аэродинамической нагрузки. Поэтому зависимость полуразмаха $\Delta M_{взм}$ от скорости в концевой части лопасти имеет вид, показанный на рис. 7.29, с возрастанием $\Delta M_{взм}$ при $V \approx 40 \dots 60$ км/ч.

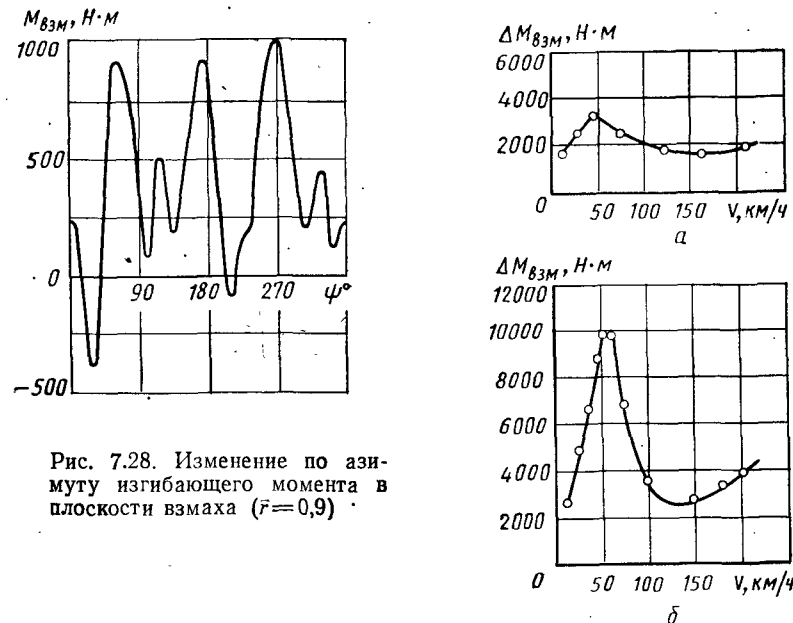


Рис. 7.28. Изменение по азимуту изгибающего момента в плоскости взмаха ($\bar{r} = 0,9$)

Рис. 7.29. Зависимость полуразмаха изгибающего момента от скорости полета для лопасти с хорошими частотными характеристиками (а) и лопасти с резонансом (б)

Эффект воздействия внешних сил на лопасть в значительной мере определяется соотношением частот действующей нагрузки (гармоник аэродинамической силы) и собственных ее частот. Лопасть совершает изгибные колебания как балка, однако дополнительно на нее воздействует центробежная сила, которая по своему характеру является восстанавливающей — растягивая лопасть, она стремится вернуть ее в неизогнутое состояние. Поэтому ее эффект равносителен увеличению жесткости тела, т. е. сводится к повышению собственных частот изгибных колебаний. Для наглядного представления строят резонансные диаграммы (рис. 7.30). На них наносят значения собственных частот $f_{сi}$ в зависимости от частоты вращения винта. Эти кривые на графике рис. 7.30 отмечены римскими цифрами I, II, III. С увеличением частоты вращения винта n частоты собственных изгибных колебаний, как было указано, возрастают. На график наносят также прямые, описываемые уравнением $f_{vi} = in$. Это частоты гармоник внешней нагрузки. Так, при $i=1$ $f_{v1} = n$ — частота первой гармоники нагрузки, изменяющейся по синусоиде 1 раз за оборот. При $i=2$ $f_{v2} = 2n$ представляет собой частоту второй гармоники (нагрузки, изменяющейся 2 раза за оборот винта) и т. д. Точки пересечения кривых $f_{сi} = \varphi_{с}(n)$ и $f_{vi} = \varphi_{в}(n)$ соответствуют совпадению одной из собственных частот с частотой одной из

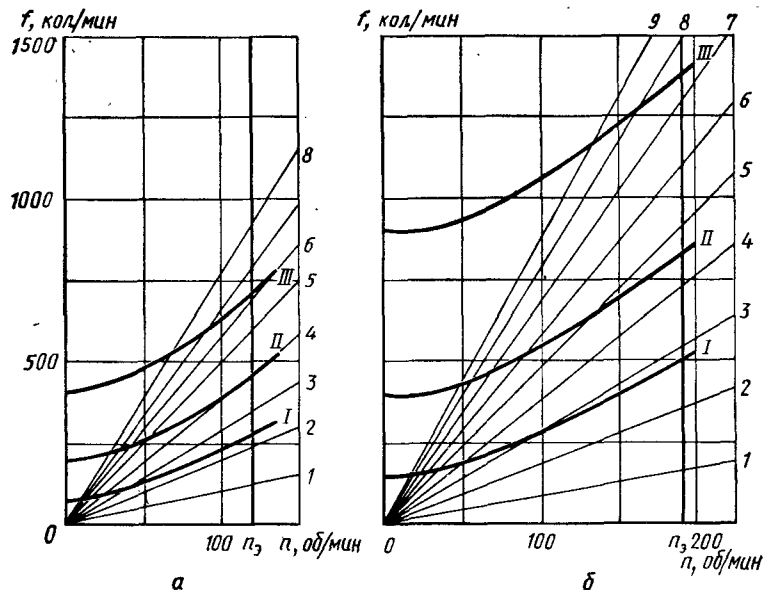


Рис. 7.30. Резонансные диаграммы лопастей:

a — в плоскости наименьшей жесткости; *b* — в плоскости наибольшей жесткости; 1—9 — номера гармоник; I—III — номера тонов

гармоник, т. е. резонансу. Такие точки при частоте вращения, значительно меньшей, чем эксплуатационная, практического значения не имеют, поскольку при таких частотах винт работает лишь кратковременно — при раскрутке и торможении. Иное дело точки резонанса при эксплуатационной частоте вращения или вблизи от нее. Наличие их означает, что соответствующая гармоника будет вызывать большие колебания и напряжения в лонжероне даже при малой нагрузке. На диаграмме, приведенной на рис. 7.30, *a*, таких точек две: точка пересечения кривой собственной частоты второго тона с прямой, соответствующей частоте четвертой гармоники, и точка $f_{с III} = f_{вб}$ (третий тон и шестая гармоника). В такой лопасти неизбежно возникновение больших колебаний с частотами 4 и 6 раз за оборот винта. Эта лопасть имеет очень малый ресурс. Диаграмма на рис. 7.30, *b* соответствует хорошо спроектированной лопасти, массовые и жесткостные характеристики которой подобраны так, чтобы в зоне эксплуатационных частот вращения резонансов, а следовательно, чрезмерного усиления колебаний не было.

Изгибающий момент в плоскости вращения подчиняется в основном тем же закономерностям. Существенно отличается характер нагружения комлевой части. Это вызвано наличием демфера ВШ, необходимого для предотвращения земного резо-

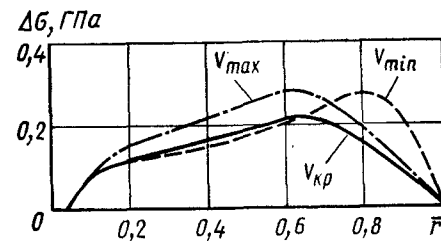


Рис. 7.31. Изменение полуразмаха переменных напряжений по радиусу лопасти:

V_{max} — максимальная скорость; $V_{кр}$ — крейсерская скорость; V_{min} — малая скорость

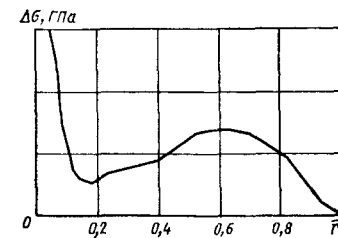


Рис. 7.32. Переменные напряжения изгиба лопасти в плоскости взмаха (крепление к втулке без шарнира)

нанса. По этой причине момент в ВШ не обращается в нуль, и напряжения изгиба в плоскости вращения в комлевой части оказываются значительными. Отличается также резонансная диаграмма. Собственные частоты изгибных колебаний в плоскости вращения выше, чем в плоскости взмаха. Это вызвано значительно большей жесткостью лопасти в плоскости вращения, определяемой большим разносом площадей в сечении лонжерона в направлении хорды в соответствии с формой профиля.

В целом в точках сечения лонжерона появляются переменные напряжения от изгиба как в плоскости взмаха, так и в плоскости вращения. Наибольшие по полуразмаху переменные напряжения возникают обычно в нижней части сечения против задней стенки лонжерона. На разных режимах наиболее нагруженное сечение может быть на различных относительных радиусах. При большой скорости полета оно обычно располагается ближе к середине лопасти, а при малой — к ее концу (рис. 7.31). При определении ресурса рассматривают ряд сечений по радиусу и определяют суммарную (по всем режимам полета) повреждаемость для каждого из них.

Для винтов с бесшарнирным креплением характерно значительное увеличение полуразмахов переменных напряжений $\Delta\sigma$ в комлевой части лопасти (рис. 7.32), что необходимо учитывать при ее проектировании (выборе жесткостных характеристик комлевой части). При бесшарнирном креплении изменяются также значения собственных частот. У вертолетов соосной схемы отличается напряженное состояние лонжеронов верхнего и нижнего винтов. Обычно больше нагружен нижний винт.

7.5. ФЛАТТЕР НЕСУЩЕГО ВИНТА

Практический опыт и теория вертолетостроения показывают возможность возникновения колебаний винта, относящихся к классу автоколебаний, имеющих более или менее опасные последствия и называемых *флаттером*. Возникновение флаттера возможно только при существовании канала, по которому в колеблющуюся систему подводится энергия. Работа упругих сил за полный цикл колебаний равна нулю, инерционные силы также не совершают работу. Поэтому рассмотрим аэродинамические силы. Поместим крыло в набегающий поток воздуха, имеющий скорость \vec{V} . Как известно из аэродинамики, при таком обращенном движении на него будут действовать те же аэродинамические силы, что и в том случае, когда крыло перемещается со скоростью \vec{V} . Пусть крыло совершает еще поступательные колебания y перпендикулярно к направлению скорости \vec{V} . Скорость воздуха относительно профиля крыла будет теперь определяться как гипотенуза скоростного треугольника (рис. 7.33, а), катеты которого равны скорости невозмущенного набегающего потока V и скорости воздуха относительно профиля вследствие перемещений последнего: $V_y = -\dot{y}$. Угол $\Delta\alpha$ определяет изменение угла между скоростью и хордой профиля, т. е. угла атаки. Тангенс этого угла равен $\operatorname{tg} \Delta\alpha = \frac{-\dot{y}}{V}$. Если $\Delta\alpha$ мало, то можно записать $\operatorname{tg} \Delta\alpha \cong \Delta\alpha$ и, следовательно, найти $\Delta\alpha$:

$$\Delta\alpha = -\frac{\dot{y}}{V}. \quad (7.2)$$

Как известно из аэродинамики, подъемная сила, создаваемая крылом, может быть найдена по формуле

$$Y = c_y \frac{\rho V^2}{2} S, \quad (7.3)$$

где S — площадь крыла; ρ — плотность воздуха.

При достаточно малом угле атаки коэффициент подъемной силы c_y пропорционален ему:

$$c_y = c_y^a \alpha, \quad (7.4)$$

где α — коэффициент пропорциональности.

На основании формул (7.3) и (7.4) можно установить, что при изменении угла атаки на величину $\Delta\alpha$ появляется дополнительная подъемная сила:

$$\Delta Y = c_y^a \Delta\alpha \frac{\rho V^2}{2} S = -c_y^a \frac{\rho V}{2} S \dot{y}. \quad (7.5)$$

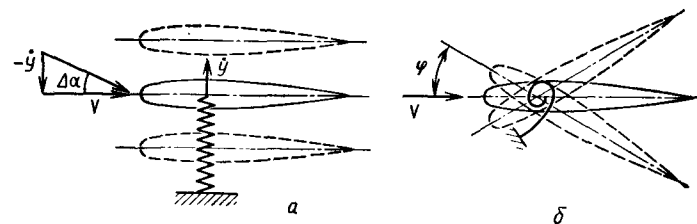


Рис. 7.33. Поступательные (а) и вращательные (б) колебания крыла

Здесь принято, что при колебаниях суммарная скорость приблизительно равна скорости набегающего потока V , что справедливо при малых $\Delta\alpha$. Элементарная работа dA , совершаемая силой ΔY , может быть найдена умножением ΔY на пройденный путь

$$dS = \dot{y} dt$$

и, следовательно, с учетом формулы (7.5)

$$dA = \Delta Y dS = \Delta Y \dot{y} dt = -c_y^a \frac{\rho V}{2} S \dot{y}^2 dt. \quad (7.6)$$

Эта работа отрицательна, так как все сомножители в формуле (7.5) положительны, а перед выражением стоит знак минус. Следовательно, при малых перемещениях крыла возникает демпфирующая сила, совершающая отрицательную работу. Если в начальный момент времени крыло переместить из положения равновесия или придать ему скорость \dot{y}_0 , то возникнут колебания, которые в дальнейшем затухают.

Пусть теперь крыло совершает вращательные колебания, причем угол его установки изменяется по гармоническому закону с амплитудой φ_0 и круговой частотой ω :

$$\varphi = \varphi_0 \sin \omega t. \quad (7.7)$$

Пренебрегая некоторыми подробностями, можно приближенно положить, что при таких колебаниях в соответствии с формулами (7.3), (7.4) и (7.7) возникает подъемная сила

$$Y = c_y^a \varphi_0 \frac{\rho V^2}{2} S \sin \omega t = Y_0 \sin \omega t.$$

Предположим, что под действием этой силы крыло будет совершать поступательные колебания с некоторым отставанием по фазе, определяемым величиной ε :

$$y = y_0 \sin(\omega t - \varepsilon) = y_{0s} \sin \omega t + y_{0c} \cos \omega t; \quad (7.8)$$

$$y_{0s} = y_0 \cos \varepsilon; \quad y_{0c} = -y_0 \sin \varepsilon$$

(причина отставания будет указана позже).

Найдем работу силы Y :

$$A = \int_0^T Y y dt = \omega Y_0 y_{0c} \int_0^T \sin \omega t \cos \omega t dt - \omega Y_0 y_{0c} \int_0^T \sin^2 \omega t dt = A_1 + A_2.$$

Интеграл в первом слагаемом A_1 равен нулю. Второе слагаемое $A_2 = -\pi Y_0 y_{0c}$. Знак A_2 зависит от знака y_{0c} . Если $y_{0c} > 0$, то A_2 — отрицательна и наоборот. Таким образом, при $y_{0c} \neq 0$ ($0 < \epsilon < 180^\circ$) работа $A = A_2$ положительна. Это и есть один из каналов, по которому в систему может подводиться энергия.

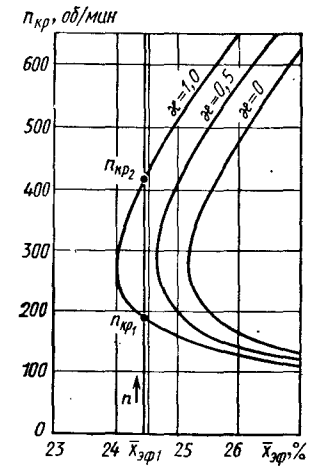
Представим себе, что крыло закреплено таким образом, что может поворачиваться вокруг продольной оси, преодолевая восстанавливающий момент, создаваемый пружиной, и перемещаться поступательно поперек потока, также преодолевая создаваемую пружиной восстанавливающую силу, т. е. совершать совместно оба движения, показанных на рис. 7.33. При некотором начальном толчке в такой системе могут появиться незатухающие колебания. При этом вследствие наличия поступательных колебаний возникает демпфирующая сила (7.5). Как было указано в гл. 4, при этом имеет место запаздывание, следовательно, $A_2 \neq 0$. Инерционная сила, возникающая при поступательных колебаниях, $F = -M\ddot{y}$ (где M — масса крыла; \ddot{y} — его ускорение). Эта сила приложена в центре тяжести. Если центр тяжести не совпадает с осью, вокруг которой может поворачиваться крыло, то при поступательных колебаниях возникает момент

$$M_H = F_H(x_T - x_0) = -M\ddot{y}(x_T - x_0),$$

где x_T и x_0 — координаты центра тяжести и центра вращения по хорде профиля. Этот момент вызывает угловые колебания профиля φ . Таким образом, возникает замкнутая система перемещений и поворотов профиля, сил и моментов (включая не рассмотренные, но играющие важную роль моменты аэродинамических сил). Исследования показывают, что незатухающие колебания существуют только в том случае, если центр тяжести достаточно сдвинут назад по хорде. Аэродинамические силы зависят от скорости, поэтому есть некоторая критическая скорость, ниже которой (при прочих равных условиях) флаттера нет, а при ее превышении он возникает.

При движении лопасти в плоскости взмаха каждый отсек совершает поступательное колебание вверх и вниз, как и в рассмотренном ранее упрощенном примере. Исследования показывают, что можно считать лопасть абсолютно жесткой на из-

Рис. 7.34. Зависимость критической частоты вращения винта от эффективной относительной центровки лопасти и компенсатора взмаха



гиб, а колебания — вызванными поворотами лопасти в горизонтальном шарнире. Отсеки лопасти могут поворачиваться относительно оси осевого шарнира. При этом повороты происходят в основном за счет податливости системы управления, несмотря на кажущуюся жесткость последнего. Лопать можно считать абсолютно жесткой на кручение. Чтобы исследовать такое движение лопастей, составим два уравнения моментов — относительно горизонтального и осевого шарниров. В уравнении войдут моменты, создаваемые аэродинамически и инерционными силами, а также силами упругости системы управления, возникающими при ее деформациях. Решение этой системы позволяет найти условия, при которых возникает флаттер. Оказывается, что важнейшее значение имеет эффективная относительная центровка $\bar{x}_{эф}$ лопасти, которая определяется по формуле

$$\bar{x}_{эф} = \bar{x}_0 + \frac{\int_0^R m \sigma r dr}{\int_0^R m b r dr}, \quad (7.9)$$

где \bar{x}_0 — расстояние оси осевого шарнира от передней кромки лопасти, отнесенное к его хорде; m — погонная масса элемента лопасти; σ — расстояние центра тяжести элемента лопасти от оси осевого шарнира; r — радиус сечения; b — хорда лопасти. Второе слагаемое характеризует распределение масс в сечениях лопасти. При этом большее значение имеет положение σ массы в крайних сечениях (с большим r).

В зависимости от эффективной центровки определяют критическую частоту вращения винта $n_{кр}$ (рис. 7.34). В области, охватываемой кривой, флаттер есть, вне ее — нет. Так, при $\bar{x}_{эф} = \bar{x}_{эф1}$ флаттера нет, если $n < n_{кр1}$ и $n > n_{кр2}$. При $n_{кр1} < n < n_{кр2}$ — возникает флаттер. На критическую частоту вращения влияет компенсатор взмаха. Поэтому на рис. 7.34 даны кривые при различных α . Лопать обычно проектируют так, чтобы $\bar{x}_{эф} < 0,22 \dots 0,23$. Выбирают $\bar{x}_{эф}$ с некоторым запасом, учитывая возможность уменьшения $n_{кр}$ на серийно выпускаемых лопастях вследствие смещения центровки назад и на режимах полета с большой скоростью. Из формулы (7.9) ясно, что противофлат-

терные грузы, переводящие вперед положения центров тяжести сечений, целесообразно устанавливать в концевой части лопасти (большие r). Флаттер возникает на винте в целом, т. е. в колебаниях участвуют все лопасти. Совместно колебаний лопастей вызывается податливостью общей части системы управления — второго участка (см. рис. 10.13). Известны две формы: синфазная, когда все лопасти колеблются в одной фазе, и циклическая, при которой лопасти совершают одинаковые движения по очереди с некоторым отставанием относительно друг друга. Запасы по флаттеру проверяют при серийном производстве винтов.

Контрольные вопросы

1. Объясните появление момента относительно продольной оси вертолета при жестком креплении лопасти несущего винта к втулке.
2. Назовите типы несущих винтов.
3. Зачем нужен вынос ВШ?
4. Чем вызвана необходимость центробежного ограничителя свеса?
5. Какие преимущества имеют эластомерные подшипники?
6. В чем состоит особенность деформации резинового слоя эластомерного подшипника?
7. Как нагружаются пластины торсиона?
8. Как обнаруживают усталостные трещины в лонжероне лопасти?
9. От чего зависят напряжения в средней части лопасти?
10. Какие противообледенительные системы применяются на лопасти?
11. Что такое флаттер несущего винта?

ГЛАВА 8

РУЛЕВЫЕ ВИНТЫ

8.1. НАГРУЖЕНИЕ РУЛЕВЫХ ВИНТОВ

Рулевой винт (РВ) служит для уравновешивания реактивного крутящего момента несущего винта и путевого управления вертолетом. РВ состоит из лопастей и втулки. Винт приводится во вращение от главного редуктора через трансмиссию, промежуточный и хвостовой редукторы.

Нагрузки лопастей рулевого и несущего винтов существенно отличаются. Это обусловлено различиями в конструкции и условиях работы. Втулка РВ не имеет шарнира, позволяющего лопасти поворачиваться в плоскости вращения, т. е. аналогичного ВШ несущего винта. Это вызвано стремлением уменьшить массу втулки, значительно возрастающую при установке ВШ и демпфера, необходимого для предотвращения возникновения на рулевом винте колебаний типа земного резонанса. Отсутствие шарнира приводит к тому, что в концевой части лопасти в плоскости вращения возникает, как в балке с заземленным концом (консольное крепление), большой изгибаю-

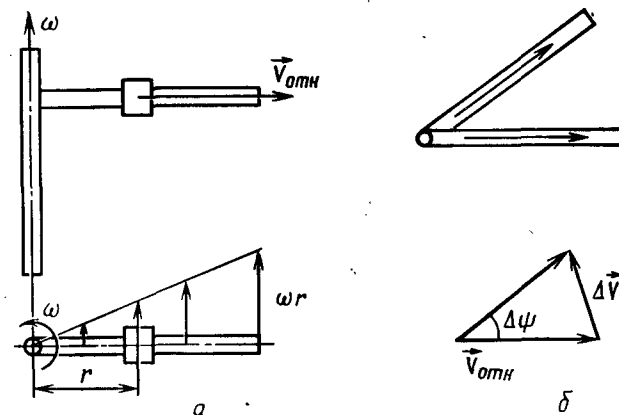


Рис. 8.1. Модель, поясняющая возникновение кориолисовой силы:

a и b — составляющие ускорения Кориолиса

щий момент. Момент в шарнире обращается в нуль, поэтому для концевой части лопасти несущего винта с шарнирным креплением соответствующим трудностей не возникает. То же можно утверждать относительно момента, изгибающего лопасть рулевого винта в плоскости взмаха. Практика показывает, что переменный изгибающий момент в плоскости вращения является основным фактором, определяющим ресурс лопасти и втулки РВ. Напряжения от изгибающего момента в плоскости взмаха и центробежной силы имеют намного меньшее значение.

Переменный изгибающий момент в плоскости вращения вызывается в основном инерционными силами Кориолиса и в меньшей мере — аэродинамическими силами. Поэтому уделим далее главное внимание кориолисовым силам. Рассмотрим сначала упрощенную модель (рис. 8.1). Перпендикулярно к валу (по радиусу) закреплен стержень, на котором расположен груз массой M . Вал вращается, а груз может перемещаться вдоль стержня. Вначале груз M находится на расстоянии r_1 от оси вращения модели. Если угловую скорость вала обозначить ω , то окружная скорость груза $V_{\text{окр } 1} = \omega r_1$. Теперь переместим груз по стержню так, чтобы он расположился на расстоянии r_2 от оси вращения. Его окружная скорость станет равной $V_{\text{окр } 2} = \omega r_2$. Таким образом, она изменится на величину $\Delta V_{\text{окр}} = V_{\text{окр } 2} - V_{\text{окр } 1} = \omega r_2 - \omega r_1 = \omega \Delta r$ ($\Delta r = r_2 - r_1$). Изменению скорости соответствует среднее значение ускорения

$$W_{\text{ср}}^{(1)} = \omega \Delta r / \Delta t = \omega V_{\text{отн}} \quad (8.1)$$

При перемещении груза на больший радиус $\Delta r = r_2 - r_1 > 0$ и,

следовательно, $V_{окр2} > V_{окр1}$ груз разгоняется, вектор ускорения \vec{W} лежит в плоскости вращения стержня и направлен вперед — по вращению. Как известно, скорость является вектором, т. е. определяется не только численным значением, но и направлением. Пусть груз M перемещается вдоль стержня с некоторой постоянной скоростью $\vec{V}_{отн}$. Вектор, определяющий эту скорость, поворачивается при вращении модели, так как поворачивается стержень, вдоль которого он направлен (см. рис. 8.1). Сравнив его положение в два различных момента времени t_1 и t_2 , можно найти разность $\Delta\vec{V} = \vec{V}_{отн2} - \vec{V}_{отн1}$. По определению среднее ускорение есть вектор, равный отношению приращения вектора скорости \vec{V} к соответствующему промежутку времени Δt :

$$\vec{W}_{cp} = \frac{\Delta\vec{V}}{\Delta t}.$$

Модуль этого вектора можно найти, учитывая, что при малом Δt величина $\Delta V \approx V_{отн} \Delta\psi = V_{отн} \omega \Delta t$ ($\Delta\psi$ — угол поворота вектора $V_{отн}$). Поэтому

$$W_{cp}^{(2)} = \frac{V_{отн} \omega \Delta t}{\Delta t} = \omega V_{отн}. \quad (8.2)$$

Таким образом, появляется еще одна составляющая ускорения, направленная так же, как $\vec{W}_{cp}^{(1)}$. Полная величина ускорения, равная сумме (8.1) и (8.2):

$$W_{кор} = 2\omega V_{отн}. \quad (8.3)$$

Это ускорение, возникающее при наличии относительного движения массы (вдоль стержня) и вращения основной части модели, называется *кориолисовым*. Ускорению $\vec{W}_{кор}$ соответствует инерционная сила — сила Кориолиса, направленная в противоположную сторону,

$$\vec{F}_{кор} = -M\vec{W}_{кор}.$$

Если груз M движется от центра к периферии, то поскольку ускорение $\vec{W}_{кор}$ направлено вперед по вращению, кориолисова сила также находится в плоскости вращения, но направлена назад. Масса M , перемещаясь по стержню из зоны с малой окружной скоростью, «запаздывает» и поэтому стремится изогнуть стержень против вращения. При обратном движении кориолисова сила направлена вперед по вращению, так как масса M стремится сохранить большую окружную скорость $V_{окр2}$.

Рассмотрим теперь лопасть рулевого винта, совершающую маховое движение относительно ГШ (рис. 8.2). При этом масса

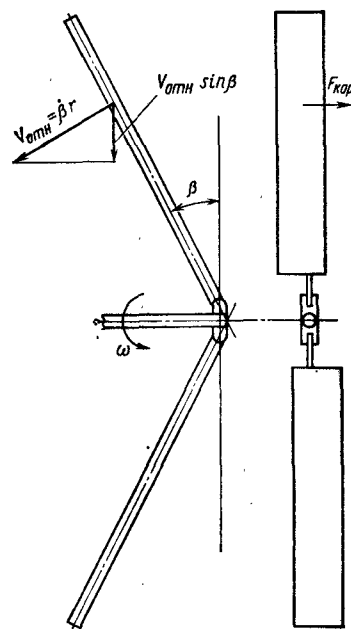


Рис. 8.2. Кориолисова сила на лопасти РВ

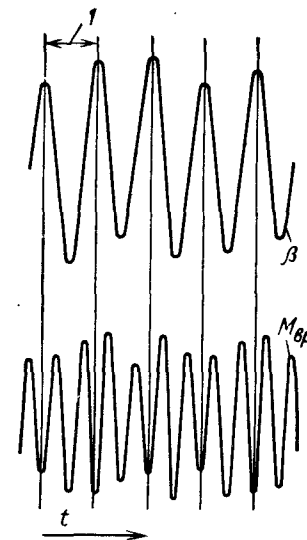


Рис. 8.3. Процессы изменения по времени угла β и изгибающего момента в плоскости наибольшей жесткости $M_{вр}$ (T — один оборот рулевого винта)

некоторого ее элемента попеременно то приближается к оси вращения винта, то отдаляется от нее. Скорость массы ΔM при маховом движении βr , где $\dot{\beta}$ — угловая скорость относительно оси ГШ, производная по времени угла взмаха β . Проекция этой скорости в плоскость вращения, т. е. скорость приближения (отдаления) к оси вращения: $V_{пл} = \beta r \sin \beta \approx \dot{\beta} r$ (при малом угле β можно принять $\sin \beta = \beta$). По аналогии с (8.3) можно записать выражение для ускорения Кориолиса

$$W_{кор} = 2\omega \dot{\beta} r \quad (8.4)$$

и соответствующей силы инерции.

Когда угол взмаха увеличивается по абсолютной величине, масса ΔM приближается к оси вращения и стремится обогнать лопасть, т. е. изгибает ее вперед по вращению. При уменьшении $|\beta|$ сила Кориолиса направлена назад.

Угол взмаха лопасти состоит в основном из постоянной части и первой гармоники, т. е. составляющей, изменяющейся по

времени по закону синуса (рис. 8.3). Другие составляющие гармоники с более высокими частотами малы. Поэтому можно записать

$$\beta = a_0 + A_1 \sin(\omega t + \varepsilon_1), \quad (8.5)$$

где ε_1 — начальная фаза колебаний.

Найдем производную по времени

$$\frac{d\beta}{dt} = \dot{\beta} = A_1 \omega \cos(\omega t + \varepsilon_1). \quad (8.6)$$

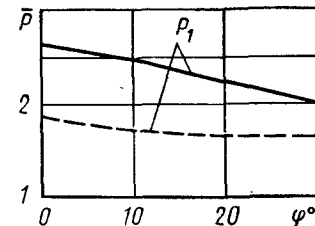
Подставляя формулы (8.5) и (8.6) в выражение (8.4) и производя простые преобразования, получим

$$W_{\text{кор}} = 2\omega r \left[a_0 A_1 \omega \cos(\omega t + \varepsilon_1) + \frac{1}{2} A_1^2 \omega \sin 2(\omega t + \varepsilon_1) \right]. \quad (8.7)$$

Следовательно, ускорение, а значит, и сила Кориолиса содержат две гармоники: первую — с частотой ω и вторую — с удвоенной частотой. Постоянная составляющая угла взмаха a_0 для рулевого винта обычно невелика. Поэтому амплитуда второй гармоники кориолисовой силы, пропорциональная, как это следует из формулы (8.7), квадрату амплитуды махового движения A_1^2 , заметно больше амплитуды первой, пропорциональной произведению $a_0 A_1$. Таким образом, маховое движение лопасти в плоскости взмаха, происходящее в основном по первой гармонике, порождает кориолисову силу, изгибающую лопасть в плоскости вращения, причем наибольшую величину имеет вторая ее гармоника (см. рис. 8.3). Наиболее нагруженными будут те режимы, на которых маховое движение относительно ГШ возрастает.

При развороте вертолета на висении возникает маховое движение лопастей рулевого винта с амплитудой A_1 , пропорциональной угловой скорости разворота ω_y . При больших значениях ω_y маховое движение больше, чем на других режимах. Так как амплитуда второй гармоники кориолисовой силы пропорциональна квадрату A_1 , то при развороте могут возникнуть большие изгибающие моменты, а следовательно, и большие переменные напряжения в сечениях лонжерона лопасти. Хотя продолжительность разворота относительно невелика, может быть внесена усталостная повреждаемость бо́льшая, чем на других режимах. В полете с поступательной скоростью большое маховое движение может быть при малой скорости ($V=40 \dots 60$ км/ч) вследствие больших переменных составляющих индуктивных скоростей, при больших скоростях полета и больших углах установки лопастей. Рулевой винт на этих режимах работает также, как несущий. Поворот оси на бок не имеет существенного значения. Большое маховое движение может воз-

Рис. 8.4. Зависимость собственной частоты поперечных изгибных колебаний лопасти от ее угла установки ($\bar{p} = p/\omega_0$):
— лопасть с повышенной жесткостью; --- лопасть с пониженной жесткостью



никнуть также при энергичной даче педалей, особенно в полете со скольжением. Большому маховому движению соответствуют большие кориолисовы силы, поэтому нагружение на переключенных режимах учитывается при определении ресурса. В расчет принимается также крейсерский режим как составляющий большую долю общего времени полета.

Переменный момент от кориолисовых и аэродинамических сил вызывает изгибные колебания лопастей и соответствующие переменные напряжения в лонжероне. Как и всегда при динамическом нагружении, эффект действия переменного момента зависит не только от его амплитуды, но и от соотношения частоты возбуждения и собственных частот колебаний конструкции. Если частота изменения момента (силы) близка к одной из собственных частот, возбуждаются колебания с большими амплитудами, возникают большие переменные напряжения. Для лопастей рулевого винта характерны совместные изгибные колебания в обеих плоскостях — наибольшей и наименьшей жесткости одновременно. Связь порождается наличием угла установки φ , отличного от нуля, при отсутствии ВШ. Исследования показывают, что при этом собственные частоты зависят от φ .

На рис. 8.4 приведены такие зависимости для одной из собственных частот, имеющей существенное значение в рассматриваемой задаче. При угле установки, равном нулю, эта частота p_1 соответствует первому тону собственных изгибных колебаний в плоскости наибольшей жесткости, совпадающей при $\varphi = 0$ с плоскостью вращения. При проектировании РВ изгибную жесткость в этой плоскости подбирают так, чтобы значение этой частоты было насколько это возможно выше (лопасть с повышенной жесткостью) или несколько ниже (лопасть с пониженной жесткостью) удвоенной частоты вращения винта, т. е. частоты второй гармоники нагрузки. При $\varphi \neq 0$ возникают совместные колебания в плоскостях наибольшей и наименьшей жесткости. Частота таких собственных колебаний с ростом φ уменьшается. Таким образом, для винта с пониженной жесткостью при малом φ , а для винта с повышенной жесткостью при большом φ возникают условия, близкие к резонансу (частота возбуждения близка к собственной частоте), происходит существ-

венное динамическое усиление колебаний, а поэтому появляются большие переменные напряжения. Уменьшение диапазона углов установки практически исключено. На режиме авто-ротации винт не должен создавать тягу, поэтому $\varphi \approx 0$. На режимах полета с большой мощностью винт должен создавать большую тягу для компенсации значительного крутящего момента. Следовательно, угол установки должен быть большим, особенно при полете на высоте. Таким образом, в лонжеронах лопастей РВ и соответствующих деталях втулки возникают переменные напряжения, вызываемые в основном второй гармоникой кориолисовой силы, действие которой усиливается вследствие близости ее частоты к одной из собственных частот поперечных изгибных колебаний лопасти. При неудачном выборе жесткостных и массовых характеристик лопасти появляется резонанс, и ресурс будет ничтожным. Поэтому стремятся повысить собственную частоту или, наоборот, сделать ее ниже частоты второй гармоники во всем диапазоне углов установки лопасти.

Добиваясь ослабления динамического усилия колебаний, необходимо в то же время заботиться о снижении внешних нагрузок — в первую очередь кориолисовых сил, т. е. уменьшении махового движения лопастей. Так, в инструкцию по эксплуатации вводят ограничения по допустимой угловой скорости разворота ω_y . Создают соответствующую визуальную (на приборном щитке) или звуковую сигнализацию летчику по величине ω_y . Устанавливают ограничители темпа дачи педалей или максимальных углов установки лопастей. Эффективным средством снижения нагрузок при больших скоростях полета является установка на вертолет килья, создающего силу, направленную вбок, и тем самым разгружающего рулевой винт. Маховое движение лопастей меньше при наличии компенсатора взмаха:

$$A_1 = \frac{A_{10}}{\sqrt{1 + \kappa^2}},$$

где A_1 , A_{10} — амплитуды махового движения винта с компенсатором взмаха и без него; κ — коэффициент компенсатора взмаха. Поэтому компенсатор взмаха используется как одно из средств снижения нагрузок.

Однако снижение изгибной жесткости в плоскости вращения может привести к возникновению хордового флаттера — интенсивных колебаний в плоскости наибольшей жесткости. Возможность его возникновения возрастает с увеличением коэффициента компенсатора взмаха. Действие компенсатора взмаха заключается, как известно, в том, что при взмахе лопасть поворачивается в осевом шарнире. Помимо описанного ранее положительного эффекта — уменьшения A_1 , это приводит к ухудшению условий работы подшипников осевого шарнира. По-

этому проектирование винта представляет собой сложный процесс нахождения компромисса между противоречивыми требованиями. При этом учитывают и другие факторы, определяющие его прочность, рассмотрение которых не входит в данный курс.

Наряду с винтами классической схемы получили распространение винты с втулкой на карданном подвесе. Такой винт можно рассматривать как маховик. Его характерным свойством является способность выдерживать постоянную угловую скорость вращения. Поэтому точки на лопастях должны двигаться по своим траекториям — окружностям с постоянной скоростью, без ускорения. Следовательно, не должно возникать инерционных сил в плоскости вращения. Поэтому нагружение лопастей в плоскости вращения легче, чем для винта классической схемы. Однако, как показывают более подробные исследования, некоторые силы в плоскости вращения все же появляются. Для винта с втулкой на карданном подвесе, так же как и для винта классической схемы, надо подбирать жесткости, чтобы получить подходящие значения собственных частот. Полезны и средства снижения нагрузок — киль, компенсатор взмаха, ограничения по угловой скорости и темпу дачи педалей. У винта такого типа отсутствуют шарниры, позволяющие лопасти совершать повороты в плоскости взмаха, т. е. ГШ. Поэтому изгибающий момент в комле лопасти, как при наличии ГШ, в нуль не обращается. Комлевая часть лопасти и соответствующие детали втулки нагружаются в плоскости взмаха сильнее, чем у винта классической схемы. Правда, можно уменьшить постоянную часть изгибающего момента, установив лопасти под некоторым углом конусности к оси вала. Представим себе идеализированный режим, на котором условия обтекания не изменяются по азимуту. Пусть вначале винт имеет горизонтальные шарниры. Тогда момент в шарнире обращается в нуль, а лопасти отклоняются от плоскости вращения на постоянный по азимуту угол α_0 . Если теперь шарнир заклинить, то на этом режиме положение не изменится и в месте установки шарнира постоянная часть момента останется равной нулю. На винте с втулкой на карданном подвесе обращается в нуль амплитуда первой гармоники изгибающего момента. Это вызвано тем, что карданов подвес позволяет втулке наклонять свою ось относительно оси вала винта. Для трехлопастного винта обращается также в нуль амплитуда второй гармоники изгибающего момента в плоскости наименьшей жесткости. Эти факторы приводят к некоторому облегчению нагружения, однако оно остается тяжелым. Для винта с числом лопастей более трех вторая гармоника в нуль не обращается. Поэтому винты с втулкой на карданном подвесе и числом лопастей более трех распространения не получили.

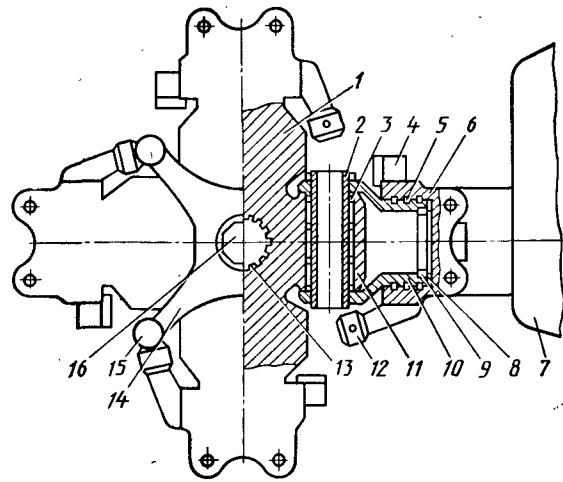


Рис. 8.5. Втулка рулевого винта с разнесенными горизонтальными шарнирами:

1 — корпус втулки; 2 — палец горизонтального шарнира; 3 — игольчатый подшипник горизонтального шарнира; 4 — противовес; 5 — шариковый упорно-опорный подшипник осевого шарнира; 6 — стакан осевого шарнира; 7 — лопасть; 8 — роликовый подшипник; 9 — гайка; 10 — скоба; 11 — проушина; 12 — рычаг поворота лопасти; 13 — эвольвентные шлицы; 14 — крестовина поводка изменения шага рулевого винта; 15 — сферический подшипник; 16 — гайка крепления вала рулевого винта

8.2. ВТУЛКИ РУЛЕВЫХ ВИНТОВ

У РВ применяют втулки с разнесенными или совмещенными ГШ, ОШ, но без ВШ, а также втулки на кардане. На вертолете Ми-6 используется втулка РВ с разнесенными ГШ (рис. 8.5). Корпус 1 втулки имеет проушины, в каждую из которых на игольчатых подшипниках 3 установлен палец 2 ГШ, который крепит скобу 10. Корпус втулки соединяется с валом хвостового редуктора с помощью эвольвентных шлиц 13, а центрируется с помощью конусов.

Втулка крепится на валу гайкой. Центробежная сила и изгибающие моменты от лопасти передаются на втулку от стакана в ОШ через шариковые подшипники 5, наружной обоймой которых служит стакан, а внутренней — скоба. Стакан на торцевой стороне имеет проушины для крепления лопастей, а на цилиндрической поверхности — две диаметрально противоположные площадки для крепления рычага поворота лопасти 12 и противовесов 4. Рычаг поворота лопасти преобразует поступательное движение крестовины 14 поводка во вращательное движение стакана осевого шарнира. Крестовина соединена с рычагом поворота регулируемой тягой, за счет изменения длины которой регулируется угол установки лопастей. Тяга поворота лопасти соединяется с крестовиной поводка с помощью сферического подшипника 15, а с рычагом поворота лопасти — универсальным шарниром. Крестовина монтируется на ползун редуктора на шлицах и центровочных конусах. На концах плеч крестовины имеются шарнирные соединения тяг поворота лопастей. У комля лопасти установлены противовесы 4, центро-

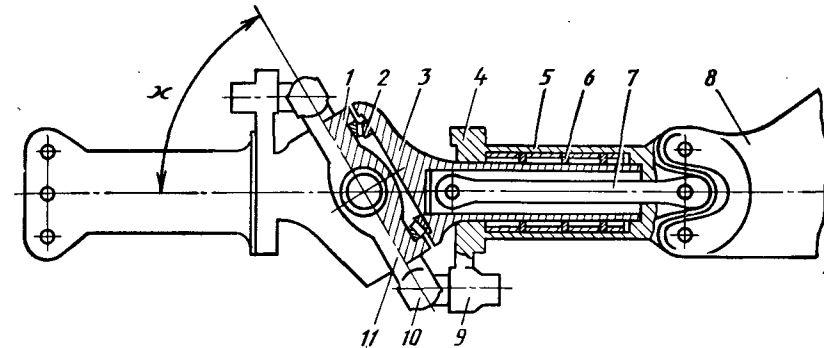


Рис. 8.6. Втулка рулевого винта с совмещенным горизонтальным шарниром:

1 — траверса; 2 — конический роликовый подшипник; 3 — коромысло; 4 — корпус осевого шарнира; 5 — втулка осевого шарнира; 6 — роликовый подшипник осевого шарнира; 7 — торсион; 8 — лопасть; 9 — рычаг поворота лопасти; 10 — карданный шарнир; 11 — поводок изменения шага рулевого винта

бежные силы, которых создают кабрирующий момент относительно продольной оси лопасти и уменьшают шарнирные моменты лопастей и усилия в проводке управления. Массу противовесов подбирают так, чтобы при разуправлении проводки управления лопасти РВ автоматически устанавливались на угол, соответствующий крейсерскому режиму полета вертолета. При отсутствии противовесов под действием шарнирных моментов лопасти самостоятельно установились бы на минимальный угол, что еще больше усложнило бы положение.

На вертолете Ми-2 используется втулка РВ с одним совмещенным общим ГШ (рис. 8.6), который обеспечивает совместное маховое движение лопастей относительно плоскости вращения, передачу тяги РВ на хвостовой редуктор и крутящего момента от хвостового редуктора на РВ. ОШ обеспечивают поворот лопастей при изменении шага РВ. Втулка включает в себя: ступицу, прикрепленную болтами к фланцу ведомого вала хвостового редуктора; траверсу 1, установленную на ступице и затянутую гайкой; коромысло 3; конические роликовые подшипники 2, внутренние обоймы которых установлены на цапфах траверсы, а наружные — в коромысле; корпуса ОШ 4 с втулками 5, игольчатыми или роликовыми подшипниками 6; пластинчатые торсионы 7, воспринимающие центробежную силу лопастей и деформирующиеся от кручения при изменении шага РВ; рычаги поворота лопасти 9, служащие одновременно кронштейнами противовесов; карданные шарниры 10, связанные с поводком изменения шага 11 регулируемые тягами. Поводок закреплен на ползуне, поступательно перемещающемся по внутренним шлицам ступицы. В головке ползуна установлен

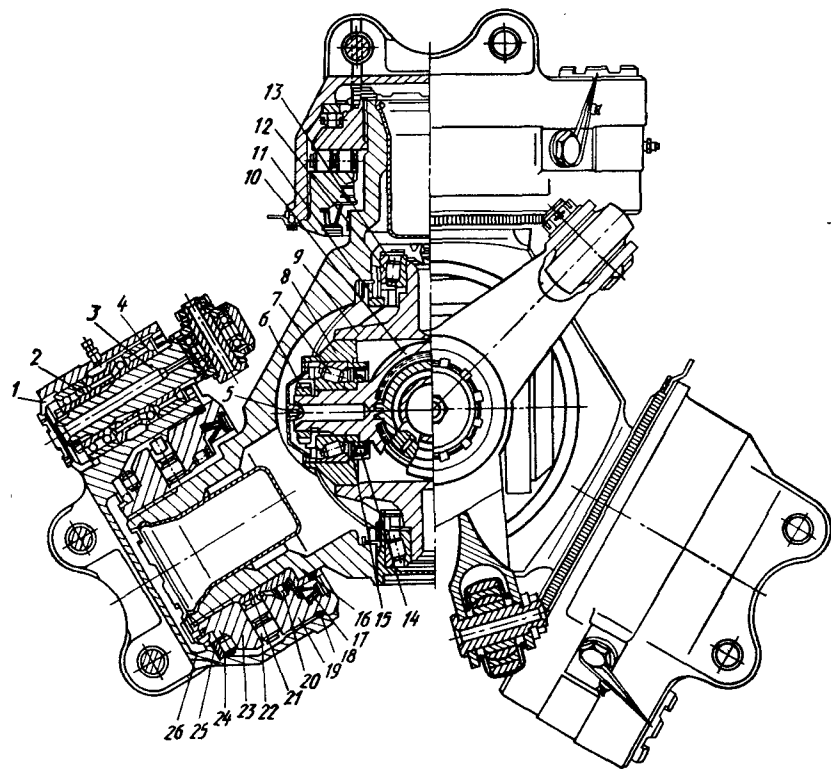


Рис. 8.7. Втулка рулевого винта на карданном подвесе:

1 — колпачковая гайка; 2 — шариковые подшипники; 3 — валик; 4 — игольчатый подшипник; 5 — крышка; 6, 11, 19, 23 — гайки; 7, 20, 22, 24 — роликовые подшипники; 8, 12 — стаканы роликоподшипников; 9 — корпус кардана; 10 — траверса; 13, 15 — регулировочное кольцо; 14, 17 — армированные манжеты; 16, 18 — уплотнительные кольца; 21 — упорное кольцо; 25 — кольцо упорного подшипника; 26 — корпус осевого шарнира

двухрядный шариковый подшипник, через который усилие от штока хвостового редуктора передается на поводок. Цапфы коромысла отклонены от плоскости вращения на конструктивный угол конусности, равный 1° , в сторону приближения концов лопастей к фланцу редуктора, т. е. в направлении действия тяги РВ, обеспечивая уменьшение статических напряжений изгиба в лопастях. Ось совмещенного ГШ расположена под углом 60° к продольной оси лопасти, это вызывает уменьшение махового движения лопастей в горизонтальном полете, что аналогично действию компенсатора взмаха $\kappa = 0,58$.

Втулки РВ вертолетов Ми-8 и Ми-24 (рис. 8.7) выполнены на карданном подвесе, который играет ту же роль, что и совмещенный ГШ. Однако на двухлопастном РВ (Ми-2) обе лопасти отклоняются от плоскости вращения в противоположных

направлениях, т. е. качаются относительно совмещенного ГШ в одной плоскости, а на трехлопастном РВ (Ми-8) кардан позволяет втулке отклоняться относительно плоскости вращения приблизительно на угол $\pm 10^\circ$ в любом направлении. При этом центробежные силы лопастей замыкаются на корпусе втулки и на узел кардана не передаются. Недостатком карданного подвеса является изменение частоты вращения вала трансмиссии при наклоне плоскости вращения винта. Неравномерность частоты вращения РВ вызывает закручивание длинного хвостового вала на небольшие углы и поглощается в упругих муфтах трансмиссии.

В последние годы разработан Х-образный РВ, который по сравнению с обычным имеет больший КПД и меньший уровень шума. Узел Х-образного РВ образован двумя двухлопастными винтами, установленными соосно на одном валу под определенным углом друг к другу и на определенном расстоянии друг от друга, т. е. каждый из них похож на РВ вертолета Ми-2 с совмещенным и повернутым ГШ. Лопасти крепятся к втулке с помощью ОШ. Центробежные силы воспринимаются пластинчатыми торсионами, обеспечивающими при скручивании изменение шага РВ.

Подобная конструкция позволяет использовать основное преимущество двухлопастного винта, состоящее в том, что центробежные силы и первая гармоника кориолисовых сил взаимно уравновешиваются в совмещенном ГШ, практически не нагружая корпус втулки. Вместе с тем устраняется основной недостаток двухлопастного винта — ограниченная тяговая эффективность, обусловленная малым заполнением. Устранить этот недостаток увеличением хорды лопастей трудно из-за сопутствующего увеличения шарнирных моментов, а в Х-образном РВ это достигается удвоением числа лопастей.

8.3. ЛОПАСТИ РУЛЕВЫХ ВИНТОВ

По конструкции лопасти РВ схожи с лопастями НВ. Однако чаще всего они не имеют крутки, так как на режиме авторотации и в моторном полете тяга РВ может быть направлена в разные стороны. Удлинение лопастей РВ в 2—3 раза меньше, а относительная масса или инерционность в 1,5—2 раза больше, чем у лопастей НВ.

Лопастей РВ бывают деревянные, металлические или из стеклопластика. На вертолете Ми-6 лопасть РВ имеет лонжерон из дельта-древесины, занимающий носовую часть лопасти. Хвостовая часть представляет собой набор деревянных нервюр и стрингеров, промежутки между которыми частично заполнены пенопластом. Лонжерон и хвостовая часть оклеены фанерной обшивкой и тканью с лакокрасочным покрытием.

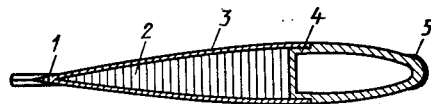


Рис. 8.8. Сечение металлической лопасти рулевого винта:

1 — хвостовой стрингер; 2 — сотовый наполнитель; 3 — обшивка; 4 — лонжерон; 5 — нагревательный элемент

Основной силовой элемент металлической лопасти — лонжерон, изготовленный из прессованного дюралюминиевого профиля и механически обработанный до необходимого контура (рис. 8.8). Поскольку втулка РВ не имеет ВШ, лопасть под действием кориолисовой силы нагружается в плоскости вращения значительным изгибающим моментом. Поэтому для обеспечения необходимой динамической прочности существенно усиливают комлевую часть лопасти, к которой болтами крепится стальной наконечник со стыковочными проушинами.

В концевой части лонжерона имеется набор балансировочных грузов. Концевой обтекатель лопасти крепится винтами к концевой нервюре. К задней стенке лонжерона приклеена хвостовая часть, состоящая из сотового наполнителя и дюралюминиевой обшивки. Сотовый блок склеен из алюминиевой фольги. На хвостовике вдоль всей лопасти расположен задний стрингер. Сравнительно небольшие размеры лопасти позволяют сделать ее конструкцию не разделенной на отсеки. На носовой части лопасти смонтирована электрическая противообледенительная система. По конструкции она аналогична системе на лопасти НВ. Для защиты носовой части лопасти от абразивных воздействий на нее наклеены резина и оковка из коррозионно-стойкой стали.

Лопастей РВ вертолета Ми-26 выполнены целиком из стеклопластика и состоят из стеклопластикового лонжерона, единого, неразрезного хвостового отсека и дюралюминиевой законцовки.

Лонжерон изготовлен методом спиральной намотки на шаблон с последующей полимеризацией высокопрочной стеклоленты и образует носовую часть лопасти. У лонжерона нет привычного для лопастей РВ мощного металлического наконечника для крепления лопасти к втулке РВ. Комлевой участок лонжерона в зоне стыковки с корпусом осевого шарнира упрочнен укладкой дополнительных слоев стеклоткани с последующей полимеризацией и титановой фольги. В фольгированной части лонжерона выполнены два сквозных отверстия, в которые запрессованы стальные втулки для соединения лопасти с проушинами корпуса осевого шарнира двумя болтами. При этом ближний к оси вращения болт является одновременно опорой торсиона осевого шарнира. Для предотвращения на проушинах фреттинг-коррозии на комлевой части лопасти наклеены пластины из коррозионно-стойкой стали. Хвостовой отсек состоит из верх-

ней и нижней обшивок, хвостового стрингера и усиливающих его накладок, сотового наполнителя, комлевой и концевой нервюры. Все детали хвостового отсека изготовлены из стеклопластика и только концевая нервюра и законцовка лопасти — из дюралюминия. Соединение деталей между собой и крепление хвостового отсека к лонжерону выполнены высокопрочным клеем. В концевой части лонжерона расположен узел крепления балансировочных пластин.

Лопасть оборудована электротепловой противообледенительной системой. Носовая часть защищена от абразивного износа резиной и титановой оковкой.

Фенестроны. Французская фирма «Аэропассьяль» предложила принципиально новую конструкцию рулевых винтов, использующих концепцию винта в кольцевом канале. Такие винты получили название «Фенестрон» (рис. 8.9). Он представляет собой многолопастный винт, размещенный в кольцевом канале кия, каждая лопасть прикреплена с помощью осевого шарнира. Профиль кия имеет определенную кривизну и крутку, чтобы в горизонтальном полете создавать силы, направленные в ту же сторону, что и тяга фенестрона. Этим достигается разгрузка фенестрона. Диаметр его по конструктивным соображениям уменьшен по сравнению с рулевым винтом. Поэтому потребляемая мощность на режиме висения увеличивается до 4% мощности двигателя, но в горизонтальном полете она на 1—2% меньше, чем у РВ.

Достоинства фенестрона: малая нагрузка на систему привода в горизонтальном полете; отсутствие пилона рулевого винта и промежуточного редуктора; малое вредное сопротивление; большая безопасность полета при маневрах у земли; малая уязвимость; меньшая трудоемкость обслуживания.

К недостаткам можно отнести большие потребные мощности на висении и большой шум.

Контрольные вопросы

1. Объясните причины возникновения кориолисовой силы.
2. На каких режимах возникают наибольшие нагрузки на лопасти рулевого винта?
3. Укажите меры по снижению нагрузок на лопасти рулевого винта.
4. Объясните наличие противовесов в комлевой части лопасти РВ.
5. В чем преимущества Х-образного РВ?
6. С какой целью производится фольгирование комлевого участка стеклопластиковой лопасти РВ?
7. Сравните потери мощности на привод рулевого винта и фенестрона.

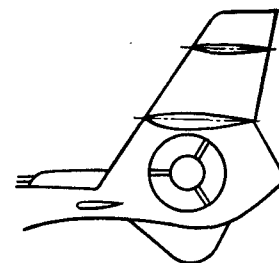


Рис. 8.9. Схема фенестрона

ПЛАНЕР ВЕРТОЛЕТА

9.1. ФЮЗЕЛЯЖ

Фюзеляж вертолета предназначен для размещения экипажа, пассажиров, грузов, оборудования, топлива и смазки для двигателей. К нему крепятся части вертолета: несущий винт, шасси, подредукторная рама, рамы двигателей, рулевой винт, крыло, оперение и т. д. К фюзеляжу предъявляются следующие требования: возможность максимального использования его внутренних объемов, создание необходимых условий для работы экипажа и комфорта пассажиров, удобство погрузки и разгрузки, наличие лючков для обеспечения доступа к различным агрегатам и системам вертолета, а также аварийных выходов для пассажиров и экипажа. У вертолетов-кранов фюзеляж является силовой балкой, к которой крепится перевозимый на внешней подвеске груз или платформа для транспортировки грузов. У вертолетов-амфибий нижняя часть фюзеляжа выполнена специальной конфигурации в виде лодки.

Конструктивно-силовые схемы фюзеляжей. Элементы конструкции, служащие для восприятия сил и моментов, образуют основную силовую схему фюзеляжа. В общем случае она включает в себя продольный и поперечный наборы и обшивку. Фюзеляж может быть ферменной или балочной конструкции.

Фюзеляж ферменной конструкции представляет собой пространственную ферму, составленную из плоских ферм (рис. 9.1). Все виды нагрузок (изгибающие и крутящие моменты, перерезывающие силы) воспринимаются за счет деформации статически неопределимой фермы. Основными силовыми элементами являются пояса фермы, пространственная система стоек и подкосов. Вырезы в обшивке не требуют значительных усилий, так как она не включается в силовую схему фюзеляжа. Наличие стержней в ферменной конструкции затрудняет использование внутреннего объема фюзеляжа, размещение агрегатов и оборудования, их монтаж и демонтаж. Устранение резонансных колебаний многочисленных стержней является сложной задачей. Ферменная конструкция затрудняет выполнение аэродинамических требований, предъявляемых к форме фюзеляжа и жесткости обшивки. В ферменной конструкции нельзя применить прогрессивные технологические способы сварки узлов. Термообработка фермы после сварки связана с большими трудностями. Из-за перечисленных недостатков применение ферменной конструкции в вертолетостроении ограничено. Фюзеляжи ферменной конструкции применялись на первых советских вертолетах: ЦАГИ 1-ЭА, Ми-1, Ка-15, Як-24. С ростом

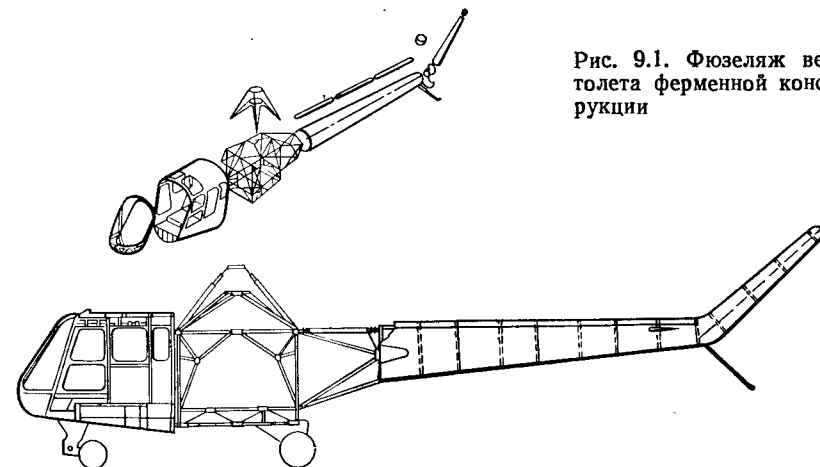


Рис. 9.1. Фюзеляж вертолета ферменной конструкции

скоростей вертолетов, увеличением их грузоподъемности, а следовательно, и габаритов грузовых кабин ферменные фюзеляжи перестали удовлетворять предъявляемым требованиям.

В настоящее время наиболее широко применяются фюзеляжи балочной конструкции, которая удовлетворяет современным требованиям. В балочной конструкции максимально используется внутренний объем фюзеляжа, обеспечиваются требования аэродинамики и технологии. Вырезы в обшивке требуют местного усиления, что приводит к увеличению массы фюзеляжа. Балочные конструкции фюзеляжа подразделяются на лонжеронные и моноблочные. В лонжеронных конструкциях изгибающий момент воспринимается преимущественно продольными элементами — лонжеронами, а обшивка воспринимает местные нагрузки, перерезывающую силу и крутящий момент. В моноблочной конструкции обшивка вместе с элементами каркаса включена в работу общей силовой схемы фюзеляжа.

Комбинацией описанных силовых схем являются стрингерные фюзеляжи с частично работающей обшивкой, которая выполняется в виде тонкостенной оболочки, подкрепленной стрингерами и шпангоутами. В конструкциях этой схемы изгибающий момент воспринимается преимущественно стрингерами. Обшивка придает фюзеляжу необходимую форму, воспринимает местные нагрузки, поперечные силы и крутящий момент. Схема такого фюзеляжа существенно видоизменяется при наличии в конструкции вырезов, особенно на значительной длине. На участке выреза устанавливаются лонжероны.

Разновидностью моноблочной конструктивно-силовой схемы является монокок. Монокок из однородного материала предусматривает наличие лишь двух элементов: обшивки и шпанго-

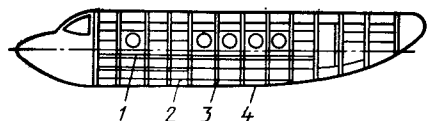


Рис. 9.2. Балочный фюзеляж вертолета:

1 — лонжерон; 2 — стрингеры; 3 — шпангоуты; 4 — обшивка

утов. Все силы и моменты воспринимает обшивка. Чаще всего схема монокок из однородного материала применяется для хвостовых балок малых диаметров ($D \leq 400$ мм). Материал в такой конструкции работает с малой отдачей. Поэтому она неизбежно будет тяжелой. Для повышения несущей способности обшивки ее подкрепляют стрингерами и переходят при больших диаметрах фюзеляжа к другой силовой схеме. Монокок может иметь многослойную обшивку, что позволяет повысить местную и общую жесткость фюзеляжа, не прибегая к увеличению толщины обшивок. Конструктивное выполнение обшивки весьма разнообразно и зависит от материалов наружного и внутреннего слоев, характера заполнителя и т. д.

Элементы конструкции фюзеляжей. Особенностью фюзеляжей вертолетов является то, что на них замыкаются большие реактивные крутящие моменты от несущих винтов и момент относительно поперечной оси вертолета, сильно нагружающие фюзеляж. У вертолетов одновинтовой схемы этот момент передается на фюзеляж от подредукторной рамы и уравнивается тягой рулевого винта. У двухвинтовых вертолетов продольной схемы реактивные моменты от обоих несущих винтов уравниваются на фюзеляже, изгибая его в горизонтальной плоскости. Фюзеляжи одновинтовых вертолетов с рулевым винтом имеют хвостовую балку, на которой крепится хвостовой редуктор с винтом. Основными элементами фюзеляжа балочной конструкции являются продольный набор — лонжероны 1 и стрингеры 2, поперечный набор — шпангоуты 3, обшивка 4 (рис. 9.2).

Носовая часть фюзеляжа (рис. 9.3) представляет собой самостоятельный отсек, в котором размещены кабина экипажа, органы управления, приборы и оборудование. Эта часть фюзеляжа включает в себя пол 4, бортовые панели, аварийные двери, фонарь, потолок, обтекатель и стыковочный шпангоут. Носовая часть состоит из панелей с технологическими разъемами, силовой набор — из шпангоутов и стрингеров 5, к которым прикреплена обшивка. Передняя часть кабины остеклена, причем часть остекления выполнена из плексигласа, а часть — из специального силикатного стекла с электрообогревом. По нижнему краю окон кабины по обоим бортам проходит усиленный стрингер корытообразного сечения, связывающий шпангоуты панелей и рамы аварийных дверей летчиков в единую жесткую конструкцию. Аварийные двери зафиксированы штырями механизма

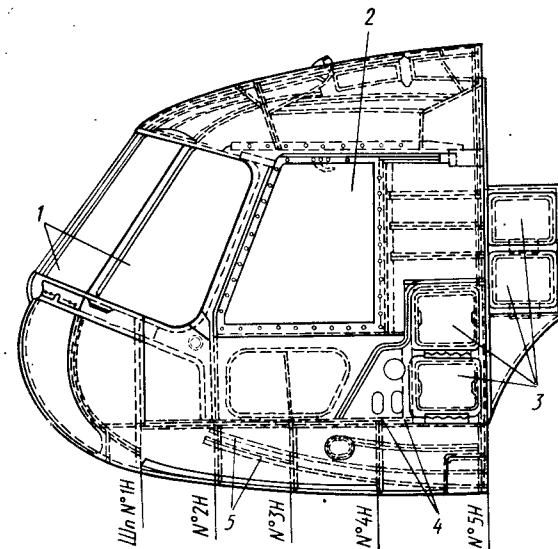


Рис. 9.3. Носовая часть фюзеляжа:

1 — лобовое стекло; 2 — блистер; 3 — контейнеры аккумуляторных батарей; 4 — пол кабины; 5 — стрингеры

аварийного сброса и сдвигаются вдоль борта по полету. Для обеспечения лучшего обзора при взлете и посадке на дверях имеются специальные выпуклости — блистеры 2. Перед летчиками установлены на перегородке приборные доски с необходимым навигационным оборудованием. Нижние части шпангоутов и продольные балки образуют пол кабины. За сиденьем летчиков имеется отсек для размещения различного оборудования и ниши для аккумуляторов 3. К полу крепятся узлы и агрегаты рычагов управления кабины и кронштейны проводки управления. Слева и справа от прохода на полу кабины установлены кресла летчиков. Силовой набор кабины пола скреплен угловыми профилями. Особенностью кабины экипажа боевого вертолета является расположение кресел членов экипажа одного за другим, причем заднее кресло выше переднего. Это обеспечивает хороший обзор из кабины, возможность быстрого покидания вертолета в обе стороны. При этом фюзеляж имеет минимальное миделево сечение. Для защиты экипажа от поражения стрелковым оружием кабину и кресла бронируют.

Носовая часть соединяется с центральной при помощи стыковочных шпангоутов, которые являются разновидностью усиленных шпангоутов. Они передают нагрузку, воспринимаемую продольным набором и обшивкой, от одного отсека к другому. Основная нагрузка, действующая на стыковочный шпангоут, нормальна его плоскости. Он работает как кольцевая балка на упругом основании. Стыковочный шпангоут изготовлен из дюралюминиевого углового профиля, одна из полок которого обра-

зует стыковочный фланец с отверстиями под стяжные болты. Шпангоут имеет дюралюминиевую стенку, подкрепленную с обеих сторон вертикальными и поперечными профилями. В стенке проделан окантованный уголковым профилем проем под дверь, которая изготовлена из двух дюралюминиевых листов с вклеенным между ними сотовым наполнителем. Дверь герметизируется по контуру.

Центральная часть фюзеляжа образует грузовую кабину вертолета. Она состоит из бортовых панелей, силового пола, потолка и отсека главного редуктора (рис. 9.4). Силовой набор включает в себя шпангоуты, стрингеры, силовой пол грузовой кабины и рамные заделки в местах вырезов в обшивке.

Шпангоуты подразделяются на нормальные и усиленные. Нормальные шпангоуты служат для обеспечения требуемых обводов фюзеляжа в поперечных сечениях. Являясь опорами для стрингеров и обшивки, они воспринимают от них местную аэродинамическую нагрузку и повышают допустимые критические напряжения в них. Нормальные шпангоуты изготавливаются в виде тонкостенных рам швеллерного или Z-образного сечения и состоят из верхней части и двух боковин (рис. 9.5, а). Нижние части шпангоутов входят в поперечный набор грузового пола, а верхние, расположенные над потолочной панелью, — в конструкцию надстройки фюзеляжа. В местах крепления агрегатов, передающих на фюзеляж сосредоточенные силы (шасси, подредукторная рама, крыло и т. д.), на границе больших вырезов и разъемов ставятся усиленные шпангоуты. Они представляют собой замкнутые рамы двутаврового сечения из штампованных поясов или рамы, частично зашитые листом (см. рис. 9.5, а, б, в). Для повышения критических напряжений стенку рамы подкрепляют ребрами жесткости в тех местах, где к шпангоуту прикладываются сосредоточенные силы. Если эти силы не проходят в плоскости шпангоута, то в конструкции предусматриваются продольные элементы, перераспределяющие нагрузки. Можно считать, что шпангоут не воспринимает сил, нормальных его плоскости. Целесообразно размещать на одном шпангоуте узлы крепления нескольких агрегатов, так как это приводит к снижению массы конструкции. Стыковочный шпангоут выполнен из дюралюминиевого профиля, к одной полке которого приклепаны стрингеры, а другая полка представляет собой фланец, по контуру которого расположены отверстия под болты для стыковки с ответным фланцем носовой части фюзеляжа.

Стрингеры подкрепляют обшивку, повышая ее допустимые критические напряжения от изгибающего момента. Они вместе с обшивкой воспринимают изгибающий момент и осевые нагрузки, действующие на фюзеляж. Кроме осевых усилий стрингеры через обшивку нагружаются распределенными попе-

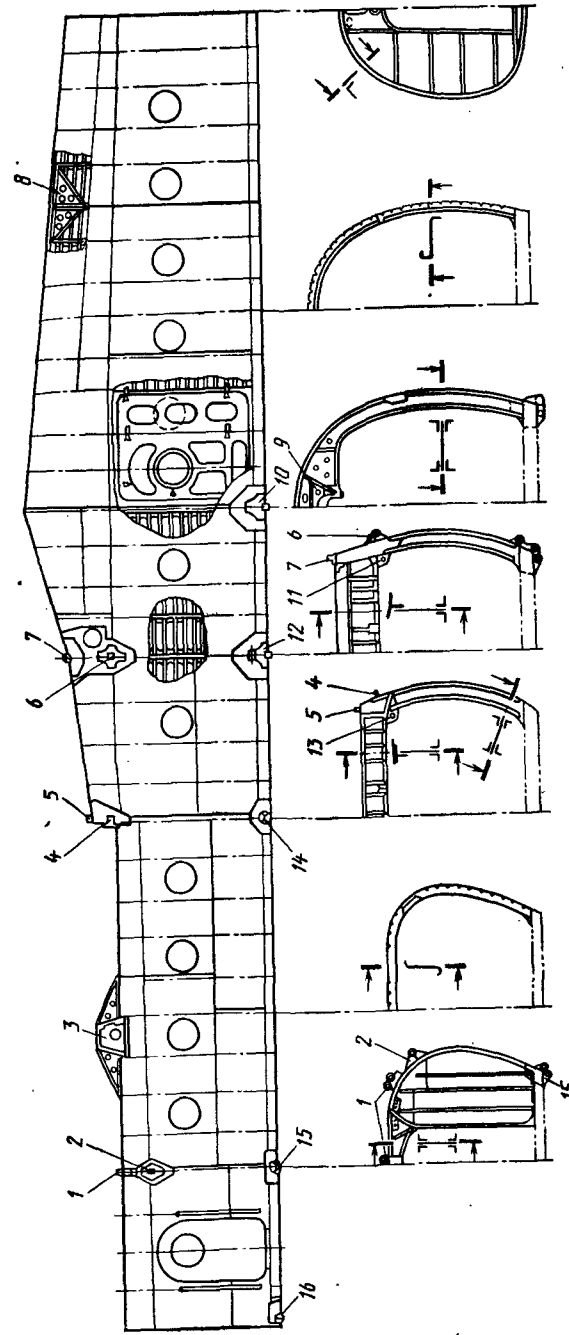


Рис. 9.4. Конструкция центральной части фюзеляжа:

1 — передний узел крепления двигателя; 2 — узел крепления верхнего подкоса передней опоры шасси; 3 — пирамида под задние узлы крепления двигателя; 4 — узел под тягу крепления подкосного толкающего бака; 5 — передний узел крепления рамы главного редуктора; 6 — узел крепления верхнего подкоса основной опоры шасси; 7 — задний узел крепления рамы главного редуктора; 8 — диафрагма; 9 — узел под опору хвостового вала трансмиссии; 10, 12 — узлы крепления фермы основной опоры шасси; 11, 13 — узлы крепления устройства для внешней подвески грузов; 14 — узлы крепления подвески толкающего бака; 15, 16 — узлы крепления подкосов передней опоры шасси

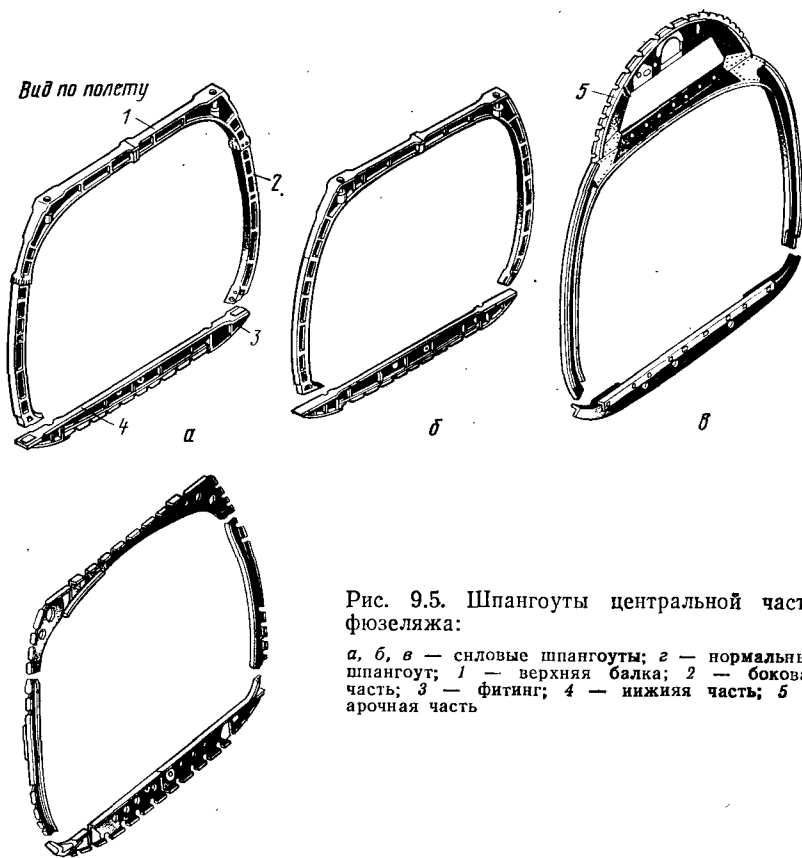


Рис. 9.5. Шпангоуты центральной части фюзеляжа:

а, б, в — силовые шпангоуты; *г* — нормальный шпангоут; *1* — верхняя балка; *2* — боковая часть; *3* — фитинг; *4* — нижняя часть; *5* — арочная часть

речными усилиями. Таким образом, стрингер представляет собой многоопорную балку, работающую на продольно-поперечный изгиб. Усиленные стрингеры иногда называют бимсами. Они устанавливаются по продольным границам вырезов. Опорами для стрингеров являются шпангоуты. Стрингеры центральной части фюзеляжа располагаются по обе стороны фюзеляжа, симметрично относительно вертикальной оси шпангоутов. Стрингеры изготовлены из дюралюминиевых профилей уголкового сечения.

Обшивка служит для создания обтекаемой формы обводов фюзеляжа. Она воспринимает местные аэродинамические нагрузки и передает их на подкрепляющие стрингеры и шпангоуты в виде нормальных сил. Обшивка передает крутящий момент и перерезывающую силу, от действия которых в ней возникают касательные напряжения. Она воспринимает и часть общего изгибающего момента, при этом в обшивке возникают

нормальные напряжения. Доля изгибающего момента, приходящаяся на обшивку, зависит от соотношения толщины обшивки и площади сечения продольного набора. По мере увеличения толщины обшивки отношение ее критических напряжений к напряжениям в стрингере повышается, и доля изгибающего момента и осевой силы, воспринимаемых обшивкой, возрастает. Обшивка в процессе нагружения может терять устойчивость. Тонкая стенка после потери устойчивости продолжает работать. Наружная обшивка центральной части фюзеляжа выполнена из дюралюминиевых листов, причем более толстая обшивка расположена в наиболее нагруженных местах фюзеляжа (крепление редуктора, шасси и в местах различных вырезов). Соединение обшивки выполняется встык и внахлестку двух- и трехрядными заклепочными швами.

На потолке и на некоторых участках бортов грузовой кабины установлены легкоъемные защитные панели, предохраняющие магистрали питания двигательной установки, гидравлической системы, тяги управления от случайных повреждений. Для обеспечения подходов и удобства обслуживания агрегатов управления, трансмиссии, редукторов, магистралей топлива и маслопроводов, гидросистемы, пневмосистемы и других магистралей в наружной и потолочной обшивках, а также в обшивке грузового пола сделаны специальные люки. Крышки люков обычно изготавливаются либо силовыми на самоконтрящихся винтах, либо легкоъемными несиловыми, оборудованными двумя рычажными или штыревыми замками с поворотной ручкой. Люки имеют силовые окантовки, образующие рамы в местах вырезов.

Редукторный отсек располагается над потолком грузовой кабины и представляет собой наклонную силовую раму с четырьмя узлами крепления, которые расположены на верхних надстройках шпангоутов по углам редукторного отсека. В связи с тем, что эти узлы воспринимают вибрационные нагрузки, они отштампованы из высокопрочной стали. Поперечными силовыми элементами наклонной рамы являются верхние полки шпангоутов, а продольными силовыми элементами — два бортовых фасонных дюралюминиевых профиля. Весь редукторный отсек зашит дюралюминиевыми листами, образуя замкнутую кессонную конструкцию.

Силовая схема пола грузовой кабины определяется типом груза и внешними нагрузками на фюзеляж. Силовой каркас грузового пола обычно состоит из продольного и поперечного наборов. Поперечным набором служат нижние части шпангоутов. Продольный набор состоит из двух силовых балок, симметрично расположенных относительно продольной оси вертолета, и пресованных профилей. В полу могут быть расположены контейнеры для мягких топливных баков. Контейнеры вы-

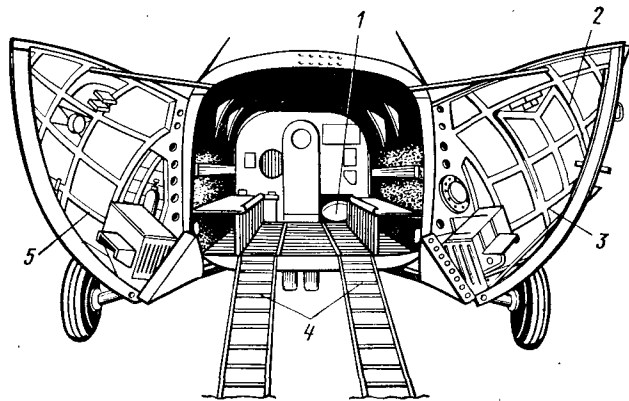


Рис. 9.6. Грузовой люк:

1 — электролебедка; 2 — шпангоут створки; 3 — створка; 4 — трапы; 5 — стрингеры

полнены в виде панелей с двойной обшивкой. Для обеспечения жесткости контейнера между листами обшивки вклеиваются продольные диафрагмы. Монтаж баков осуществляется через съемную панель. В местах пересечения продольных силовых элементов пола с усиленными шпангоутами установлены узлы для крепления перевозимого груза.

Центральная часть фюзеляжа заканчивается грузовым люком, который снабжен трапами 4 и двумя боковыми створками 3, образующими в закрытом положении плавный обвод хвостовой части фюзеляжа (рис. 9.6). Силовой каркас трапа состоит из продольного (лонжеронов и стрингеров) и поперечного наборов (диафрагм и балок), сотового заполнителя и обшивки. Верхняя обшивка трапа выполнена из рифленого листа. Створки представляют собой каркасные оболочки клепаной конструкции, в силовой набор входят шпангоуты 2, стрингеры 5, балки и обшивка. Открытие и закрытие створок, опускание и подъем трапа осуществляются с помощью гидросистемы. Последовательность этих операций реализуется с помощью управляющих электромагнитных кранов гидравлической системы вертолета. В открытом и закрытом положениях створки и трап фиксируются гидрозамком. Створки могут открываться и вручную. Для облегчения загрузки вертолета через задний люк на вертолете Ми-26 применены система автоматической уборки хвостовой опоры в хвостовую балку и система управления ходом штоков основных опор шасси, позволяющая при необходимости поднимать хвостовую часть вертолета на стоянке. Для перевозки крупногабаритных грузов на внешней подвеске вертолет имеет специальный замок для крепления троса, за который подвешивается груз. Замок снабжен гидроцилиндром.

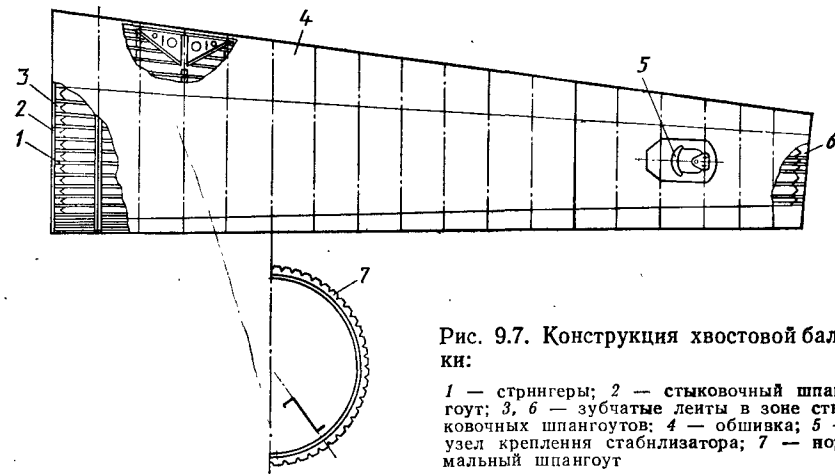


Рис. 9.7. Конструкция хвостовой балки:

1 — стрингеры; 2 — стыковочный шпангоут; 3, 6 — зубчатые ленты в зоне стыковочных шпангоутов; 4 — обшивка; 5 — узел крепления стабилизатора; 7 — нормальный шпангоут

В случае необходимости может быть осуществлен аварийный сброс подвешенного груза. На полу грузовой кабины фюзеляжа установлена электролебедка для разгрузочно-погрузочных работ.

На хвостовой балке установлены узлы крепления стабилизатора 5, хвостовой опоры и промежуточного редуктора, опоры хвостового вала, проводка управления РВ и различное радиоэлектронное оборудование. Хвостовая балка обычно имеет форму усеченного конуса и состоит из набора шпангоутов 7, стрингеров 1 и обшивки 4 (рис. 9.7).

Конструктивно балка выполнена в виде полумонокока с гладкой работающей обшивкой. Балка воспринимает изгибающий и крутящий моменты от тяги рулевого винта, а также нагружается инерционными силами при маневре и грубых посадках. Она собирается из отдельных панелей — верхней, нижней и двух боковых, склепанных из частей шпангоутов, обшивки и прикрепленных к ней с помощью клеесварного соединения стрингеров. Промежуточные шпангоуты 7 выполнены штамповкой из листового дюралюминия. В верхней части они имеют узлы для крепления опор хвостового вала. Два торцовых стыковочных шпангоута 2 выполнены из прессованного уголкового профиля.

Стрингеры изготавливаются в основном из прессованных уголкового профиля. Следует заметить, что из-за различного характера нагружения балки по своему периметру стрингеры установлены с меньшим шагом в зоне сжатия (снизу и слева по полету) и имеют большую площадь поперечного сечения, чем стрингеры, установленные в зоне растяжения. Стрингеры крепятся к стыковочным шпангоутам заклепками при помощи прессованных дюралюминиевых уголков через зубчатые ленты 3, 6.

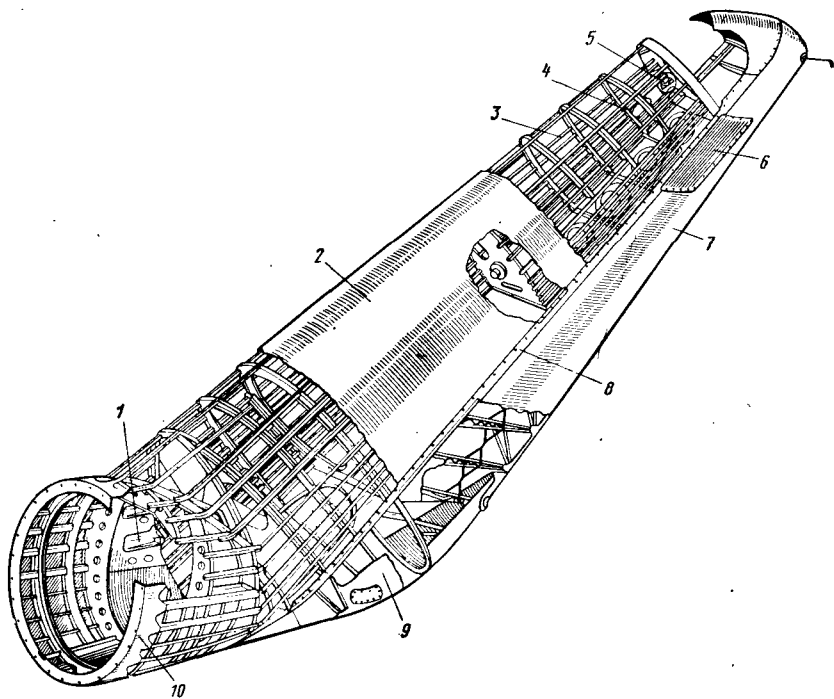


Рис. 9.8. Конструкция концевой балки:

1 — узел крепления промежуточного редуктора; 2 — килевая балка; 3 — стрингеры; 4 — шпангоуты; 5 — крепление концевой нервюры; 6 — жаберные щели; 7 — фиксированный руль; 8 — лонжерон; 9 — съемный обтекатель; 10 — зубчатая лента

Обшивка также является элементом силового набора. Листы обшивки соединяются внахлестку. Ее продольные стыки расположены на стрингерах и выполнены с помощью двухрядного заклепочного шва, а поперечные — на шпангоутах. Более толстая обшивка установлена в зоне сжатия, в местах вырезов она подкреплена дюралюминиевыми накладками.

Хвостовая балка соединена с центральной частью фюзеляжа посредством фланцевого стыка с помощью болтов. Для уменьшения концентрации напряжений в обшивке в зоне стыковки по всему контуру торцевых шпангоутов подложена дюралюминиевая лента 3, 6. В настоящее время начинают применяться конструкции хвостовой балки из трехслойных панелей или намотанные из стеклопластика.

Концевая балка одновинтового вертолета представляет собой клепаную конструкцию, состоящую из килевой балки 2, фиксированного руля 7 и съемного обтекателя 9 (рис. 9.8). В настоящее время балка чаще всего выполняется в виде профилированного кия, который разгружает рулевой винт на ре-

жиме горизонтального полета. Килевая балка является продолжением хвостовой балки и выполнена в виде полумонокока с работающей обшивкой. Стрингеры 3 изготовлены из прессованных дюралюминиевых уголков. В месте изгиба балки стрингеры стыкуются изнутри с помощью уголков из стали 30ХГСА. Каркас килевой балки обшит дюралюминиевыми листами. К уголкового поясу лонжерона килевой балки крепятся фиксированный руль и нижний обтекатель концевой балки. Фиксированный руль состоит из нервюр, штампованных из листового дюралюминия. Нервюры руля имеют несимметричный профиль. Продольный набор руля включает в себя прессованные дюралюминиевые уголки и ленты-растяжки, увеличивающие жесткость каркаса. В верхней части фиксированного руля имеются жаберные щели 6, через которые отсасывается воздух, охлаждающий промежуточный редуктор.

Стыковка фюзеляжа. Стыковка отдельных частей фюзеляжа однотипна и производится по стыковочным шпангоутам. Все стыковочные шпангоуты выполнены из уголкового профиля (см. рис. 9.5, в), торцевая полка которого образует фланец с отверстиями под стяжные стыковочные болты. Для уменьшения концентрации напряжений в обшивке по контуру стыковочных шпангоутов проложены дюралюминиевые зубчатые ленты, которые прикрепляются вместе с обшивкой к наружной полке шпангоута. Стрингеры крепятся к полке стыковочного шпангоута двухрядным заклепочным швом при помощи угольников, приклепанных к стрингерам.

Кабины экипажа и пассажиров. В носовой части фюзеляжа вертолета размещается кабина экипажа. От самолетных кабин она отличается гораздо большим остеклением, благодаря чему создается хороший обзор не только вперед и вверх, но и вниз под углом 40—50° (на некоторых вертолетах почти вертикально вниз). Обзор вниз на вертолете необходим, так как положение фюзеляжа вертолета не указывает траектории полета, и летчик, не видя под собой земли, может плохо рассчитать заход на посадку, особенно при крутом планировании. У легких вертолетов кабины экипажа и пассажиров общие, у тяжелых — отдельные, но сообщающиеся между собой.

На приборной доске и панелях в кабине экипажа на вертолете кроме обычных аэронавигационных приборов устанавливаются следующие приборы: указатель общего шага несущего винта и его частоты вращения, манометр давления масла в системе смазки трансмиссии, если она объединена с системой смазки двигателя, и термометр для редуктора несущего винта.

Кабины на вертолетах оборудуются с учетом требований НЛГВ. В первую очередь заботятся о том, чтобы изолировать экипаж и пассажиров от шума, газов двигателя, а также о том, чтобы вибрации не превышали допустимого уровня. Для

устранения недопустимых вибраций в кабинах помимо способов, уменьшающих вибрации в источнике (двигатели, трансмиссии, винты), применяют амортизацию в подвеске кабины к средней части фюзеляжа и амортизацию в креплении сиденья. Двери на вертолетах чаще всего делают сдвигающимися, чтобы воздушный поток от винтов не препятствовал их свободному открыванию.

На вертолете существует система отопления и вентиляции, обеспечивающая подачу подогретого или наружного воздуха в пассажирскую кабину и кабину экипажа, обогрев ног летчиков, обдув передних стекол и блистеров в кабине экипажа, а также обогрев отстойника конденсата воздушной системы вертолета.

9.2. НАГРУЖЕНИЕ ФЮЗЕЛЯЖА ВЕРТОЛЕТА

Пусть вертолет совершает маневр в вертикальной плоскости. Уравнение проекций сил, действующих на вертолет, на ось oy_a , перпендикулярную направлению скорости V (рис. 9.9, а), имеет вид:

$$Y_a = G \cos \theta - F_{ny}, \quad (9.1)$$

где Y_a — подъемная сила, создаваемая в основном несущим винтом (винтами) вертолета; G — вес вертолета; F_{ny} — инерционная сила:

$$F_{ny} = -\frac{G}{g} \frac{V^2}{R}. \quad (9.2)$$

Здесь G/g — масса вертолета; V^2/R — центростремительное ускорение. Сила F_{ny} — центробежная сила, возникающая при движении тела по окружности радиуса R .

Нормальной скоростной перегрузкой называют отношение подъемной силы к весу вертолета:

$$n_{y_a} = \frac{Y}{G}. \quad (9.3)$$

На основании формул (9.1) и (9.2) можно записать

$$n_{y_a} = \frac{Y}{G} = \cos \theta + \frac{1}{g} \frac{V^2}{R} = n_{y_1} + n_{y_2}. \quad (9.4)$$

В горизонтальном прямолинейном полете радиус кривизны R обращается в бесконечность (прямолинейную траекторию можно рассматривать как участок окружности бесконечно большого радиуса). Угол наклона траектории к горизонту $\theta = 0$. Поэтому нормальная скоростная перегрузка $n_y = 1$. Первое слагаемое в формуле (9.4) $n_{y_1} = \cos \theta$ характеризует часть перегрузки, связанную с действием силы тяжести. В горизонтальном полете она равна 1, а при снижении или наборе высоты —

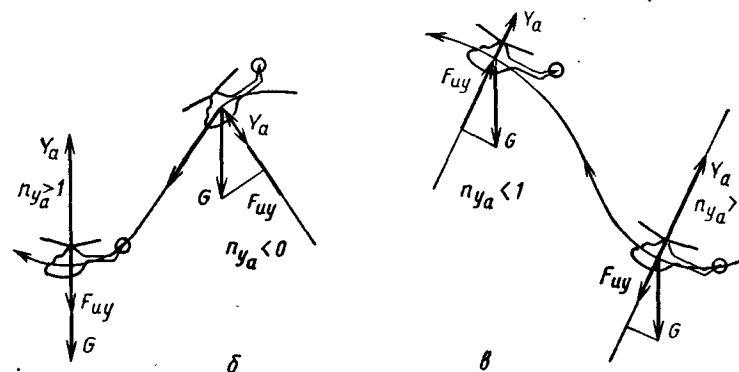
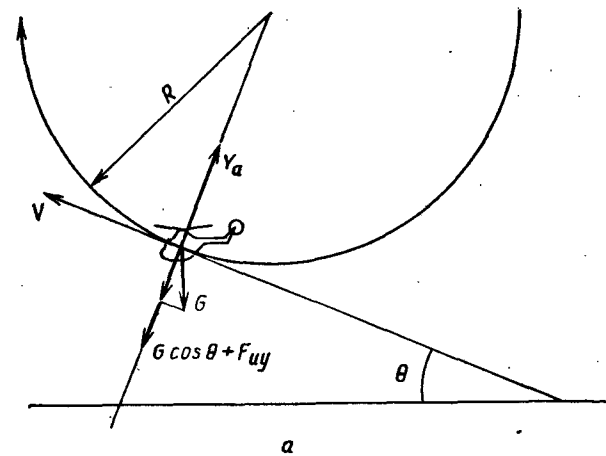


Рис. 9.9. Перегрузки при маневре:

а — общий случай; б — вход в планирование и выход из него; в — горка

меньше 1. Второе слагаемое $n_{y_2} = \frac{1}{g} \frac{V^2}{R}$, связанное с искрив-

лением траектории, отличается от нуля при движении по криволинейной траектории. Чем сильнее искривляется траектория, тем меньше радиус кривизны R и больше n_{y_2} . Таким образом, эта часть перегрузки n_{y_2} характеризует подъемную силу, которая должна быть создана для выполнения маневра с искривлением траектории. Маневр будет тем интенсивнее, чем больше эта часть перегрузки. На рис. 9.9, б, в для примера показано действие подъемной силы, силы тяжести и инерционной силы при выполнении горки и пикирования (включая вход и выход). Аналогично можно ввести компоненты перегрузки по другим осям. Перегрузка по данной оси равна отношению проекции равнодействующей сил на эту ось к величине силы тя-

жести. В состав равнодействующей входят аэродинамические силы, сила, создаваемая двигателем, и силы реакции земли (при посадке и движении вертолета по земле). Так, в скоростной системе координат, помимо нормальной скоростной перегрузки n_{ya} , можно указать тангенциальную и боковую перегрузки:

$$n_{xa} = \frac{R_{xa}}{G}; \quad n_{za} = \frac{R_{za}}{G}.$$

В горизонтальном установившемся полете $n_{xa} = n_{za} = 0$. В горизонтальном полете с разгоном $n_{xa} > 0$, а с торможением $n_{xa} < 0$.

При расчете вертолета на прочность перегрузка n_{ya} является заранее заданной величиной. Для гражданских вертолетов в нормах летной годности на основе теоретических исследований и анализа опыта эксплуатации определены максимальная $n_{y \max} = 3$ и минимальная $n_{y \min} = -0,5$ перегрузки. Зная перегрузку n_{ya} в соответствии с формулой (9.3) можно найти подъемную силу

$$Y_a = n_{ya} G \quad (9.5)$$

как исходную величину для определения нагрузок на фюзеляж вертолета. Из формулы (9.4) определим центростремительное ускорение:

$$W_{uc} = \frac{V^2}{R} = g(n_{ya} - \cos \theta). \quad (9.6)$$

Зная ускорение, можно найти инерционные центробежные силы, действующие на каждую массу, входящую в состав вертолета, при его движении по криволинейной траектории. Таким образом, зная перегрузку, можно найти аэродинамическую подъемную силу, действующую на вертолет, и составляющие инерционных сил на каждой его части. В этом и заключается основной смысл введения понятия перегрузки. Допустимая величина перегрузки характеризует, как это следует из формул (9.4) и (9.6), маневренные возможности вертолета.

Используя для ускорения формулу (9.6), можно записать выражение для инерционной силы:

$$F_n = MW_{uc} = G(n_{ya} - \cos \theta). \quad (9.7)$$

Проекция силы тяжести на ось y :

$$G_y = G \cos \theta. \quad (9.8)$$

Складывая формулы (9.7) и (9.8), получим формулу для определения суммарной массовой силы (суммы инерционной силы и силы тяжести):

$$F_m = Gn_{ya}. \quad (9.9)$$

Формула (9.6) позволяет найти ускорение центра тяжести вертолета без учета дополнительного ускорения, возникающего при неравномерном вращательном движении. Если тело имеет некоторое угловое ускорение, компонент которого относительно определенной оси n равен ϵ_n , то в каждой точке тела M возникает вращательное ускорение. Оно равно $W^{(b)} = \epsilon_n h$, где h — расстояние между точкой M и проекцией центра тяжести тела на плоскость, перпендикулярную оси n и проходящую через точку M . Ускорение $\vec{W}^{(b)}$ направлено перпендикулярно к прямой, соединяющей точку с указанной проекцией центра тяжести. Для каждого расчетного случая, исследуя движение вертолета, можно найти угловые и соответствующие вращательные ускорения. После этого определяют добавки к перегрузке $\Delta n = W^{(b)}/g$ и полную перегрузку

$$n_n = n_{ц.т} + \Delta n, \quad (9.10)$$

где $n_{ц.т}$ — соответствующий компонент перегрузки в центре тяжести вертолета. В частности,

$$n_{yn} = n_{yц.т} + \Delta n_y.$$

Здесь Δn_y — перегрузка по оси y от вращательного ускорения. Расчет массовых сил ведется по полному значению перегрузки n_n .

Большие нагрузки могут возникнуть при попадании вертолета в атмосферный порыв. Рассмотрим упрощенную модель. Пусть крыло движется в спокойной атмосфере со скоростью V . Внезапно возникает порыв воздуха со скоростью W , направленной вверх. На рис. 9.10 показан треугольник скоростей воздуха относительно профиля крыла. Видно, что угол атаки — угол между хордой профиля и скоростью воздуха V — увеличился. Следовательно, при малых значениях угла атаки возрастает и пропорциональная ему подъемная сила. Если до воздействия порыва подъемная сила Y равнялась весу G , крыло совершало прямолинейный горизонтальный полет, то после воздействия порыва подъемная сила $Y > Y_0$, перегрузка $n_y = Y/G > 1$. Большие нагрузки на фюзеляже могут возникнуть и при посадке. Механизм их возникновения рассмотрен в гл. 12, посвященной шасси, но расчетными (определяющими) они могут быть и для фюзеляжа.

Найденные нагрузки называются эксплуатационными. При расчетной и экспериментальной оценках прочности конструк-

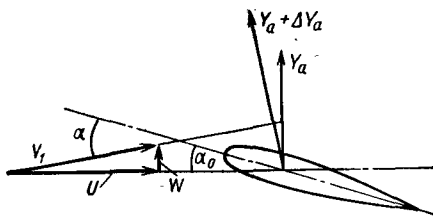


Рис. 9.10. Увеличение угла атаки при действии восходящего порыва воздуха

ций при действии больших однократных нагрузок используются расчетные нагрузки

$$P^p = P^a f,$$

где P^a — соответствующая эксплуатационная нагрузка; f — коэффициент безопасности, который задается в НЛГВ в зависимости от расчетного случая и рассматриваемой части вертолета. Он вводится для того,

чтобы учесть снижение прочности отдельных экземпляров серийной продукции.

В целом для обеспечения прочности фюзеляжа следует учитывать действие маневренных нагрузок (случаи III-л и IV-л НЛГВ), нагрузок при полете в неспокойной атмосфере (случаи V-л и VI-л НЛГВ) и нагрузок при посадке (случаи I-п — VII-п НЛГВ). Можно считать, что расчетный случай VI-л определяет нагружение не только при попадании в горизонтальный порыв, но и при маневре в горизонтальной плоскости. Для каждого расчетного случая определяют силы реакций частей вертолета, расположенных на фюзеляже, и массовые силы, действующие на каждый его отсек. Зная перегрузку в центре тяжести n_y , можно найти Y , а затем методами аэродинамического расчета с учетом дополнительных сведений, приводимых для каждого расчетного случая в НЛГВ, — силы и моменты, создаваемые несущим и рулевым винтами, силы, действующие на стабилизатор, киль, крыло. Затем выбирают продольную ось в фюзеляже ox (например, совпадающую с его строительной горизонталью). Делят фюзеляж на 30—40 отсеков. Умножив массу каждого из них на полную перегрузку, определяют массовые силы. По найденным силам и моментам строят эпюры поперечных сил, изгибающих и крутящего моментов. Компонент поперечной силы в сечении n находят суммированием:

$$Q_{II} = \sum_1^n \Delta Q_i. \quad \text{Здесь } \Delta Q_i \text{ — компонент силы на отсеке по оси}$$

oy — в продольной плоскости вертолета, или по оси oz — в поперечном направлении. Суммирование ведут от носа или хвоста фюзеляжа. Далее определяют изгибающие моменты в продольной и поперечной плоскостях: $M_{zk} = \sum_n Q_{yn}$, $M_{yk} = \sum_n Q_{zn}$ (рис.

9. 11). Вычисляют крутящий момент $M_{крк} = \sum_i \Delta Q_i h_i$ (h_i —

плечо силы ΔQ_i относительно оси ox). Далее методами, изложенными в гл. 3, определяют напряжения, возникающие в каждом расчетном случае. На регулярных участках (там, где отсутствуют заметные вырезы или резкие переходы в конструкции) от изгибающих моментов в поперечных сечениях возникают нормальные напряжения. В обшивке от поперечных сил и крутящего момента действуют касательные напряжения. При наличии вырезов напряженное состояние изменяется (см. гл. 3). Особыми методами определяют распределение напряжений вблизи разъемов, створок грузовых люков, дверей и т. д. В последнее время получил распространение эффективный и универсальный метод конечных элементов (МКЭ) [14]. Конструкцию мысленно разделяют на тысячи простых элементов. Например, выделяют каждый участок обшивки между стрингерами и шпангоутами. Его рассматривают как пластину. Кусок стрингера между двумя шпангоутами рассматривают как стержень и т. д. Далее полагают, что эти элементы связаны друг с другом лишь в дискретных точках — узлах. Для каждого элемента устанавливают соотношение между действующими на него силами и перемещениями. Затем записывают уравнения равновесия каждого узла. Десятки тысяч таких уравнений решают с помощью ЭВМ и находят силы, действующие на каждый элемент, а затем — напряжения в нем.

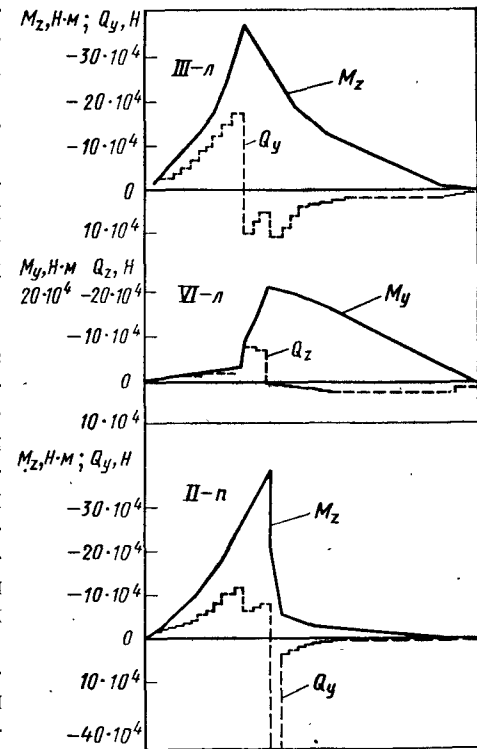


Рис. 9.11. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов (III-л; VI-л II-п — расчетные случаи НЛГВ)

9.3. КРЫЛО И ОПЕРЕНИЕ

Крыло вертолета служит для создания дополнительной подъемной силы с целью разгрузки несущего винта при горизонтальном полете с большой скоростью, а на вертолете по-

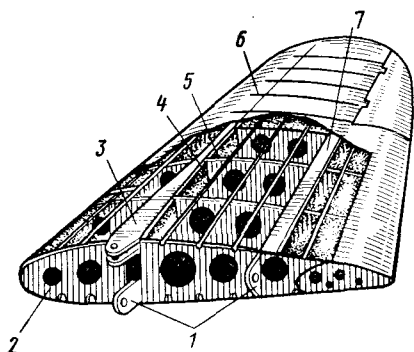


Рис. 9.12. Конструкция крыла:

1 — стыковочные узлы (точечный стык); 2 — усиленная бортовая нервюра; 3 — лонжерон; 4 — стрингер; 5 — нормальная нервюра; 6 — обшивка; 7 — продольная стенка

перечной схемы — для размещения несущих винтов и других агрегатов. Разгружая НВ на 10—15%, крыло отодвигает границу срыва потока с лопастей на большие скорости. Внутри крыла могут размещаться топливные баки, агрегаты гидро- и пневмосистем и т. д.

У военных вертолетов на крыле находятся узлы крепления спецподвесок. С точки зрения аэродинамики особым требованием к крылу является минимальное взаимовлияние НВ и крыла на режиме висения.

Элементы конструкции крыла. Конструкция крыла состоит из продольного, поперечного наборов и обшивки. К продольному набору относятся лонжероны 3, продольные стенки 7 и стрингеры 4. Поперечный набор состоит из нервюр (рис. 9.12).

Лонжероны по типу конструкции подразделяются на ферменные и балочные, которые и применяются в крыле вертолета. Лонжероны балочного типа представляют собой двухпоясные продольные балки, пояса 2 которых работают на растяжение и сжатие от изгиба, а стенки 1 — на сдвиг от поперечной силы и крутящего момента (рис. 9.13). Пояса лонжеронов отличаются большим разнообразием и выполняются из профилей. Для сохранения формы профиля крыла в местах соединения поясов с криволинейными участками обшивки применяются малковочные накладные из алюминиевых сплавов или текстолита (см. рис. 9.13). Стенки лонжеронов подкрепляются уголковыми стойками 3 для повышения критических напряжений потери устойчивости.

Продольной стенкой называют элемент конструкции менее мощный, чем лонжерон, и расположенный вдоль размаха крыла. Она воспринимает перерезывающую силу и частично крутящий момент крыла. Конструкция продольных стенок аналогична конструкции лонжеронов с ослабленными поясами. Они могут быть размещены в носовой или хвостовой части крыла. Лонжероны и стенки вместе с обшивкой образуют замкнутый контур, воспринимающий кручение.

Стрингеры передают местную аэродинамическую нагрузку с обшивки на нервюры и подкрепляют обшивку, повышая ее критические напряжения и уменьшая деформации от местной аэродинамической нагрузки. Стрингеры имеют различную форму сечений и изготавливаются из прессованных профилей (рис.

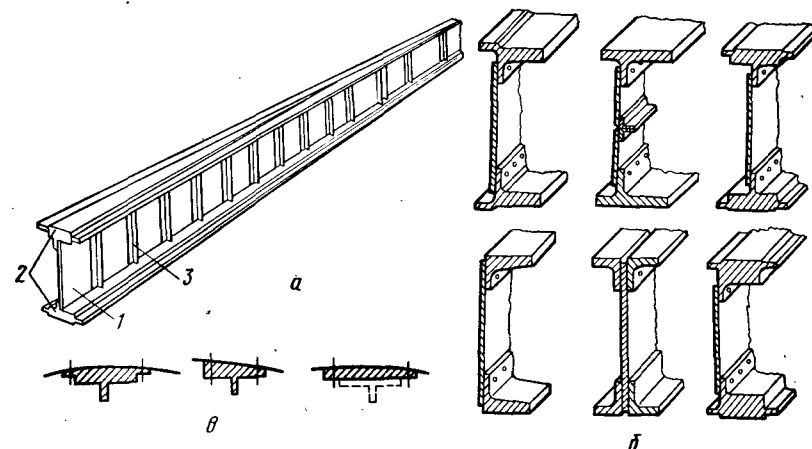


Рис. 9.13. Лонжерон крыла:

а — конструкция балочного лонжерона; 1 — тонкая стенка; 2 — пояса; 3 — стойка; б — виды сечений лонжерона; в — крепление обшивки к поясу лонжерона

9.14). Иногда вместо стрингеров для подкрепления обшивки применяются гофрированные листы. Волны гофра располагаются вдоль размаха крыла. Часто в носке крыла стрингеры не ставят, так как они искажают форму профиля, что приводит к увеличению профильного сопротивления. В этом случае для обеспечения необходимой жесткости носка крыла нервюры в нем ставят с малым шагом.

Обшивка крыла выполняется из дюралюминиевых листов, соединенных между собой заклепочными и клеевыми швами, расположенными над элементами продольно-поперечного набора.

Нервюры выполняются двух типов — нормальные и усиленные (рис. 9.15). Нормальные нервюры обеспечивают заданную форму профиля крыла, передают аэродинамическую нагрузку на лонжероны, подкрепляют обшивку и продольный набор. Усиленные нервюры ставят в местах приложения сосредоточенных сил (узлы крепления различных агрегатов), по краям больших вырезов и у разъемов. Типовые нормальные балоч-

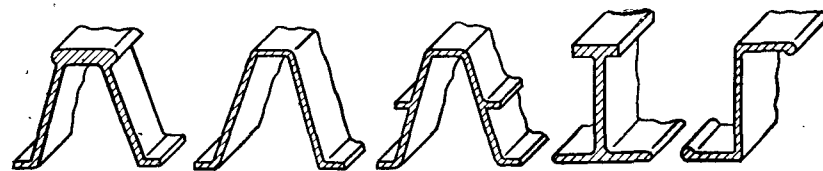


Рис. 9.14. Типовые сечения стрингеров

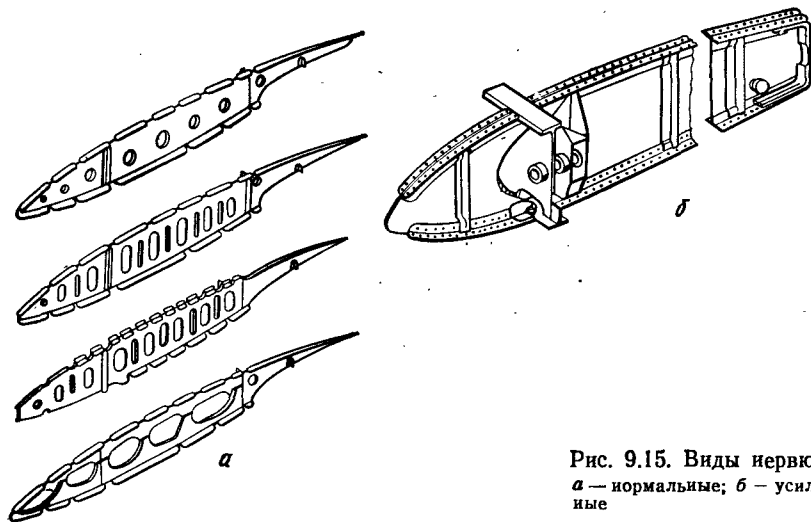


Рис. 9.15. Виды нервюр:
а — нормальные; б — усиленные

ные нервюры выполняются в виде сплошных стенок из листового материала. Отбортовки стенок образуют пояса балочных нервюр. Для облегчения конструкции в стенках делают отверстия, а для повышения критических напряжений стенок на них выштамповывают зиги или к ним крепят стойки из уголкового профиля. Нервюры, состоящие из двух, несвязанных между собой половин, называют *рамными*. При сборке крыла они соединяются между собой заклепками или болтами, что утяжеляет конструкцию. При неработающей обшивке нервюры кроме обшивки связаны еще и со стрингерами. Если обшивка работающая, то связь стрингеров с нервюрами необязательна. Она достаточно надежно осуществляется самой обшивкой.

Конструктивно-силовые схемы крыла разнообразны. В качестве основного признака, характеризующего тип конструкции крыла, можно принять характер работы и степень использования обшивки и продольного набора при изгибе и кручении крыла. По этим признакам различают лонжеронные, моноблочные и кессонные конструктивные схемы крыльев.

Если изгибающий момент в основном воспринимается лонжеронами, то такое крыло называется *лонжеронным*. В зависимости от количества лонжеронов различают одно-, двух- и многолонжеронные крылья. В однолонжеронном крыле основными элементами конструкции являются лонжерон 3, продольная стенка (задняя) 7, нервюры 2, 5, стрингеры 4 и обшивка 6 (см. рис. 9.12). Лонжерон располагается, как правило, по максимальной высоте профиля, так как в этом случае при заданном изгибающем моменте требуется наименьшая площадь поясов. Продольная стенка в таком крыле служит для создания замк-

нутого контура сечения, она же образует окантовку выреза, в котором располагаются агрегаты механизации крыла. Нервюры в крыльях целесообразно располагать перпендикулярно оси лонжерона. Достоинство лонжеронных крыльев заключается в том, что они допускают значительные вырезы в обшивке, необходимые для эксплуатации и монтажа агрегатов, расположенных в крыле. Кроме того, преимуществом лонжеронных крыльев является простота узлов стыковки с фюзеляжем. Стыковочные узлы 1 в этом случае располагают по поясам лонжеронов, в то время как моноблочные крылья стыкуются по всему силовому контуру.

Моноблочным называется крыло, в конструкции которого продольные силы при изгибе воспринимаются обшивкой и стрингерами по всему поперечному контуру крыла. Для моноблочного крыла как конструктивной схемы характерно использование обшивки в качестве основного силового элемента, работающего при изгибе и кручении. В моноблочных конструкциях нет лонжеронов, а для восприятия перерезывающих сил ставятся продольные стенки, скрепленные с обшивкой слабыми поясами. При моноблочной схеме крыло проходит сквозь фюзеляж почти всем контуром (за исключением хвостика).

Кессонным называется крыло, обшивка которого вместе с подкрепляющими ее продольными элементами воспринимает все виды нагрузок, действующих на крыло. В такой конструкции может быть один, два и более лонжеронов с ослабленными поясами. Кессонные крылья представляют собой сочетание двух конструктивно-силовых схем: лонжеронной и моноблочной.

Разъемы крыла. Лонжеронное крыло крепится к фюзеляжу посредством узлов 1, расположенных на лонжеронах (см. рис. 9.12). Наименьшее число стыковочных узлов равно трем. Обычно соединение осуществляется при помощи стыка типа ухо-вилка. Нижнее ухо выполняется массивнее, так как оно работает на разрыв. Изображенный стык обеспечивает восприятие перерезывающей силы и изгибающего момента в горизонтальной плоскости. Такой разъем называется *точечным*. Силовая связь осуществляется только через узлы крепления на лонжеронах, а обшивка и стрингеры воспринимают изгибающий момент только на некотором удалении от разъема, приблизительно равном расстоянию между передним и задним узлами крепления. Поэтому конструкция точечного стыка тяжелее контурного крепления.

Контурный разъем обычно реализуется на кессонном крыле (рис. 9.16). Он образуется при помощи стыковочных профилей 1 и напоминает фланцевое соединение. В контурном разъеме силовая связь между обшивкой, лонжеронами 2, 5 и стрингерами 4 осуществляется по всему контуру разъема. Поэтому си-

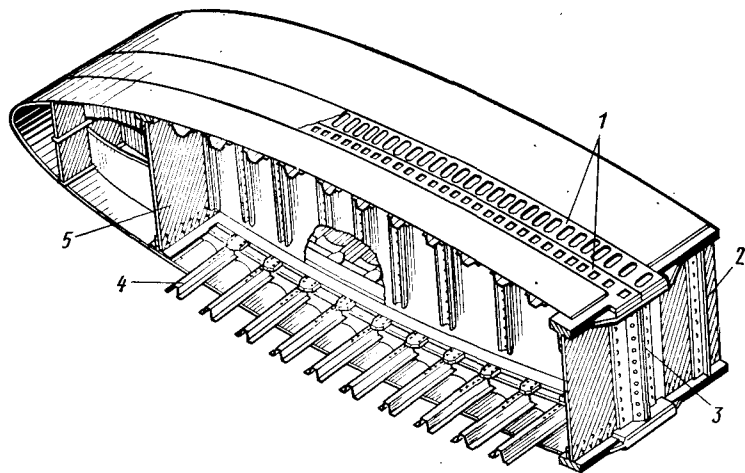


Рис. 9.16. Контурный разъем крыла:

1 — стыковочные профили; 2, 5 — лонжероны; 3 — стенка нервюры; 4 — стрингер

ловой набор крыла вступает в работу непосредственно в зоне стыка. Недостатком контурного разреза является трудность монтажа и демонтажа.

Крыло имеет различные вырезы, которые нарушают его силовую схему. Малые выреза окантовываются профилями и накладками и закрываются легкоъемными крышками. В области больших вырезов ставят усиленные нервюры, продольные стенки и несилевые панели, в результате чего восстанавливаются нарушенные силовые связи.

На рис. 9.17 изображено крыло вертолета. Продольный силовой набор состоит из переднего 5 и заднего 8 лонжеронов и стрингеров 7, поперечный набор — из нервюры 4. Консоль включает в себя носовую 2 и хвостовую 9 панели, а также центральную часть, которая представляет собой кессон, образованный передним 5 и задним 8 лонжеронами, частями нервюры и нижней 6 и верхней 3 панелями. К центральной части при помощи анкерных гаек крепится носовая 2 и хвостовая 9 панели. Консоль крепится к центральной части фюзеляжа посредством проушин 1. На вертолетах поперечной схемы крыло служит для крепления несущих винтов и гондол двигателей. Поэтому оно должно иметь достаточную жесткость и обычно подкрепляется ферменной конструкцией из подкосов. Для уменьшения вредного влияния несущего винта на крыло оно имеет обратное сужение (вертолет В-12).

Механизация крыла улучшает маневренность вертолета. Этот эффект возможен за счет увеличения кривизны профиля и площади крыла, управления пограничным слоем и циркуля-

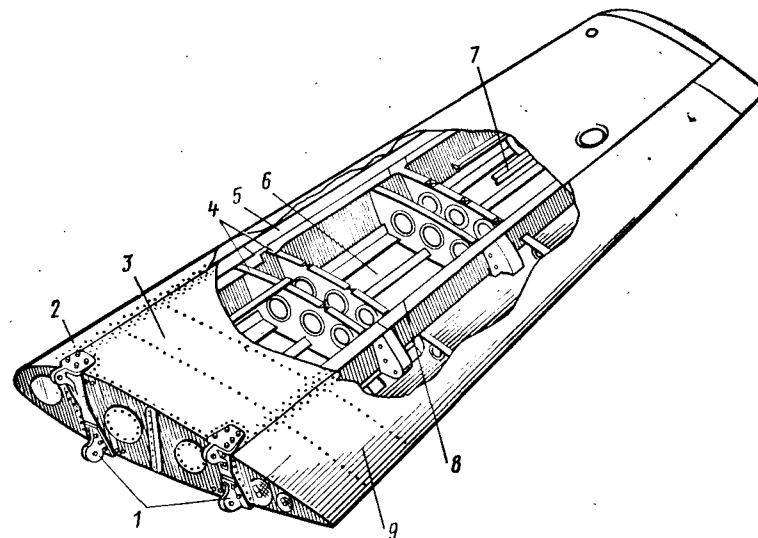


Рис. 9.17. Конструкция крыла вертолета:

1 — узлы крепления крыла; 2 — носовая панель; 3 — верхняя силовая панель; 4 — нервюры; 5 — передний лонжерон; 6 — нижняя силовая панель; 7 — стрингер; 8 — задний лонжерон; 9 — хвостовая панель

цией. Рассмотрим возможные устройства механизации крыла вертолета.

Простой щиток (рис. 9.18, а). При его отклонении увеличивается кривизна профиля и происходит отсос пограничного слоя с верхней поверхности крыла в зону разряжения между крылом и щитком.

Выдвигной щиток увеличивает не только кривизну, но и площадь крыла. Поэтому дает больший прирост подъемной силы.

Закрылок (см. рис. 9.18, б, в) — это отклоняемая вниз хвостовая часть крыла. Закрылки бывают простыми и щелевыми. В отличие от простого щелевой закрылок при отклонении образует профилированную щель между закрылком и основной частью крыла, через которую пограничный слой сдувается с верхней поверхности крыла. При этом подъемная сила будет больше, чем у простого закрылка. У вертолетов поперечной схемы закрылки могут отклоняться на режиме висения, чтобы уменьшить вредную обдувку крыла потоком воздуха от несущего винта.

Предкрылок (см. рис. 9.18, г) — это профилированная носовая часть крыла, которая смещается вперед на больших углах атаки. При этом между предкрылком и крылом образуется профилированная щель, через которую проходит струя воз-



Рис. 9.18. Механизация крыла:

а — простой щиток; б — закрылок; в — щелевой закрылок; г — предкрылок

духа и сдувает пограничный слой с верхней поверхности крыла. За счет этого увеличивается подъемная сила.

Для улучшения маневренности и повышения поперечной управляемости вертолета на его крыле могут быть установлены элероны. Они представляют собой отклоняемую часть задней кромки крыла. При этом на вертолете появляется кренящий момент, так как если один элерон отклоняется вверх, то другой — вниз. Причем элероны отклоняются на разные углы для выравнивания сопротивления консолей (отклонение вниз меньше, чем вверх). Конструкция элеронов аналогична конструкции закрылков.

Конструктивно органы механизации могут быть выполнены в виде замкнутого контура (предкрылки, закрылки) или пластин (простые щитки). Первые имеют те же элементы конструкции, что и крыло. Щиток же представляет собой пластину, в силовой набор которой входит лонжерон 1, задний стрингер и нервюра 3 (рис. 9.19). Щиток соединяется с крылом при помощи шомпольного соединения 5 и управляется тягой 7, движущейся вдоль размаха крыла и соединенной с лонжероном регулируемыми тягами-тандерами 6.

Конструкция оперения. Оперение состоит из вертикального (концевая балка) и горизонтального (стабилизатор) оперений, служащих для балансировки вертолета. Конструкция оперения аналогична конструкции крыла.

Стабилизатор вертолета состоит из двух консолей (рис. 9.20), симметрично расположенных относительно хвостовой балки и соединенных между собой лонжероном. Силовой набор стабилизатора включает в себя лонжерон 1, хвостовой стрингер 10, законцовку 8, нервюры и обшивку 5. Лонжерон представляет собой склепанную из уголкового профиля и вертикальной стенки балку. При помощи промежуточного узла, закрепленного на торце лонжерона, образуется фланцевый стык 3 двух половин стабилизатора. Между фланцами имеется качалка узла крепления тяги управления стабилизатором 2 для изменения угла установки стабилизатора при изменении общего шага. Внутри промежуточного узла имеется ось узла подвески стабилизатора 12, которая вращается в сферическом роликовом подшипнике. К концевой нервюре закреплен балансировочный груз, закрытый законцовкой 8. Законцовка крепится к концевой нервюре винтами и анкерными гайками. Носовая часть стабилиза-

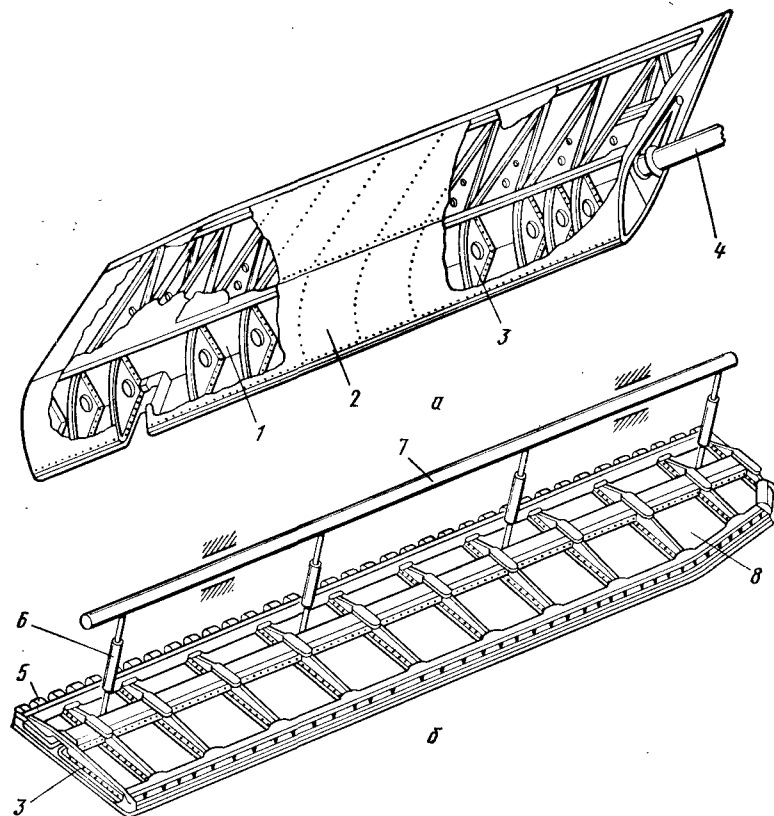


Рис. 9.19. Конструкция механизации крыла:

а — закрылок; б — простой щиток; 1 — лонжерон; 2 — обшивка; 3 — нервюра; 4 — труба, соединяющая обе половины закрылка; 5 — шомпольное соединение; 6 — тяга-тандер; 7 — основная тяга; 8 — нижняя обшивка

тора обшита дюралюминиевым листом, а хвостовая часть — полотном.

В настоящее время разработаны конструкции стабилизаторов с стеклопластиковым контурным лонжероном. К задней стенке приклеиваются нервюры, образующие каркас хвостовой части стабилизатора и подкрепляющие обшивку.

Концевая балка на современных вертолетах выполняется в виде килля, который в горизонтальном полете разгружает РВ. Концевая балка представляет собой полумонок и состоит из горизонтальной и наклонной частей. Силовой каркас балки включает в себя продольный набор в виде лонжерона и стрингеров, а поперечный набор — шпангоуты, нервюры и обшивку. Узлы крепления хвостовой опоры хвостового и промежуточного редукторов установлены на усиленных шпангоутах. В обшивке имеются лючки для технического обслуживания редукторов и

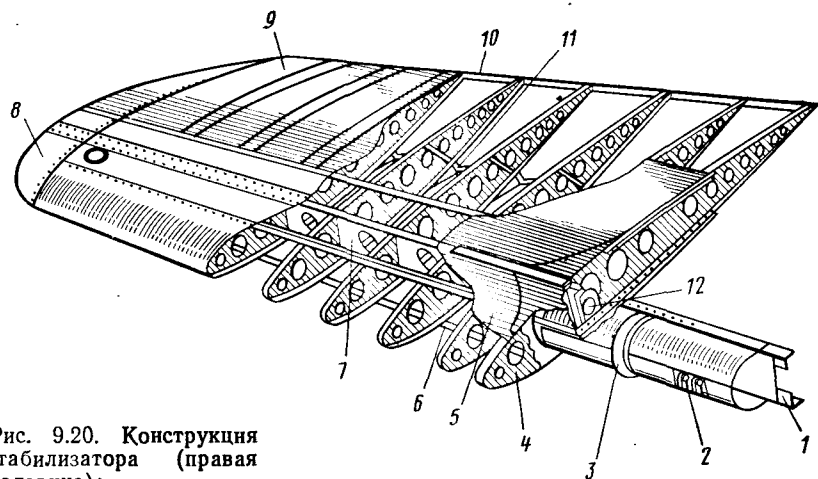


Рис. 9.20. Конструкция стабилизатора (правая половина):

1 — лонжерон; 2 — узел крепления тяги управления стабилизатором; 3 — соединительные фланцы; 4 — торцевая нервюра; 5 — обшивка; 6 — стрингер; 7 — стенка лонжерона; 8 — заклепка; 9 — полотняная обшивка; 10 — хвостовой стрингер; 11 — лента; 12 — узел подвески стабилизатора

жаберные щели забора воздуха для охлаждения промежуточного редуктора. Для уменьшения концентрации напряжений в обшивке по контуру стыковочных шпангоутов проложена дюралюминиевая зубчатая лента, которая приклепана вместе с обшивкой к наружной полке шпангоута.

9.4. НАГРУЖЕНИЕ КРЫЛА ВЕРТОЛЕТА

Аэродинамическая сила, действующая на крыло, определяется из аэродинамического расчета вертолета. Она особенно велика при вертикальном маневре, когда перегрузка $n_{ya} > 1$, и при вираже. Эта сила изгибает крыло вверх. По размаху крыла аэродинамическую силу приближенно распределяют пропорционально хордам. На крыло действуют также инерционные силы, силы тяжести и реакции частей вертолета, крепящихся к крылу. Массовые силы определяются величиной перегрузки (см. гл. 11). Реакции таких частей, прикрепленных к крылу как подвески, определяются в основном действующими на них массовыми силами (т. е. перегрузкой). При маневре с $n_{ya} > 1$ массовые силы крыла и реакции подвесок изгибают его вниз. При расчете крыла строят эпюру погонных нагрузок q , которые равны сумме погонных аэродинамических и массовых нагрузок, т. е. соответствующих нагрузок, приходящихся на единицу длины крыла. Суммируя эти нагрузки с конца крыла и добавляя силы реакции подвесок в местах их крепления, на-

ходят эпюру поперечных сил и далее эпюру изгибающих моментов. По величине погонной аэродинамической нагрузки q_a определяют коэффициент подъемной силы

$$c_y = \frac{q_a}{\frac{\rho V^2}{2} b},$$

где b — хорда крыла в данном сечении.

Из атласа аэродинамических характеристик профиля находят коэффициент момента c_m (как функцию c_y). Далее определяют положение центра давления:

$$\bar{x}_d = \frac{x_d}{b} = \frac{c_m}{c_y}.$$

Зная положения по хорде центра давления и центра тяжести сечения, вычисляют крутящий момент

$$M_{кр} = \sum q_{ai}(x_{di} - x_0) \Delta z_i - \sum q_{ni}(x_{cti} - x_0) \Delta z \pm \sum R_i(l_i - x_0),$$

где q_n — массовая погонная нагрузка; $(x_d - x_0)$, $(x_{ct} - x_0)$ и l — плечи погонных нагрузок q_a , q_n и сил реакции подвесок; Δz_i — длина отсека. Момент определяют относительно некоторой прямой — передней кромки крыла или линии, проходящей через четверти хорд. Этим определяется величина x_0 .

Подробнее расчет крыла и оперения на прочность см. в работе [12].

Контрольные вопросы

1. В чем отличие восприятия нагрузок у фюзеляжей ферменной и балочной схем?
2. В чем особенности конструкции монокока?
3. Назовите конструктивные отличия нормальных и усиленных шпангоутов.
4. Какие конструктивные мероприятия позволяют уменьшить концентрацию напряжений в зоне стыковочных шпангоутов?
5. Что такое перегрузка?
6. Объясните увеличение нагрузки при действии вертикального порыва.
7. Как определяются инерционные силы, если известна перегрузка?
8. Назовите основные элементы силового набора лонжеронного крыла.
9. Каково назначение элеронов?

УПРАВЛЕНИЕ ВЕРТОЛЕТОВ

Абсолютно жесткое тело в пространстве имеет шесть степеней свободы. Поэтому для управления им нужно изменять силы и моменты относительно трех взаимно перпендикулярных осей. Для этого требуется шесть независимых типов управлений. В результате совмещения некоторых управлений (продольное перемещение и тангаж, поперечное перемещение и крен) на вертолете имеются четыре независимых управления (рис. 10.1).

Продольно-поперечное управление требуется для изменения положения вертолета относительно осей *Z* и *X* соответственно (управление циклическим шагом).

Путевое управление служит для поворота вертолета относительно оси *Y* в горизонтальной плоскости.

Вертикальное управление необходимо для перемещения вертолета вдоль оси *Y* и осуществляется с помощью одновременного изменения угла установки всех лопастей несущего винта на одну и ту же величину (управление общим шагом). Это приводит к изменению тяги несущего винта, а следовательно, к перемещению вертолета вверх — вниз вдоль оси *Y*.

Рассмотрим подробнее элементы конструкции одновинтового вертолета, так как управление многовинтовых вертолетов имеет в основном те же элементы. При изменении углов установки лопастей на несущих винтах равнодействующая сил тяги будет определять перемещение вертолета в пространстве.

10.1. СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ОДНОВИНТОВОГО ВЕРТОЛЕТА

Система управления включает в себя:

- органы управления: несущий и рулевой винты;
- механизмы управления: автомат перекоса, механизм изменения шага РВ, гидроусилители (бустеры), загрузочные пружинные механизмы, электромеханизмы снятия усилий, автопилот, демпферы путевого управления;

- командные рычаги: ручку циклического шага, рычаг «шаг — газ», педали, ручки остановки двигателей и тормоза трансмиссии, гашетки, тумблеры, кнопки;

- проводку управления: тяги, качалки, тросы, ролики и т. д.

Управляемость вертолета характеризуется эффективностью, чувствительностью, мощностью, запаздыванием управления и усилиями на командных рычагах.

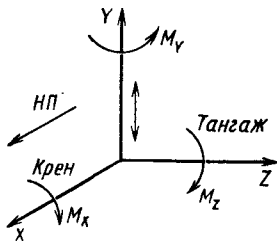


Рис. 10.1. Система координат

Управление циклическим шагом. Сис-

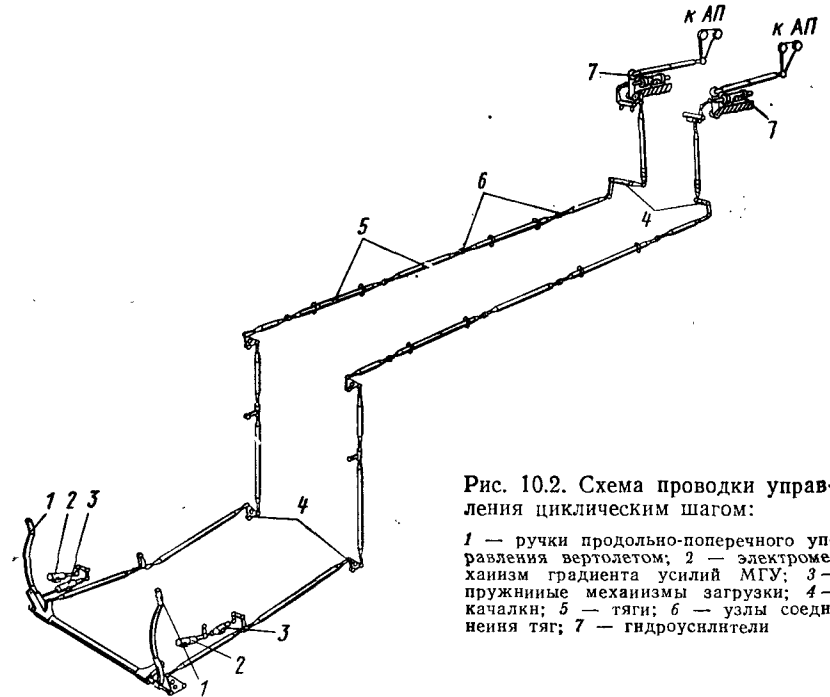


Рис. 10.2. Схема проводки управления циклическим шагом:

- 1 — ручки продольно-поперечного управления вертолетом; 2 — электромеханизм градиента усилий МГУ; 3 — пружинные механизмы загрузки; 4 — качалки; 5 — тяги; 6 — узлы соединения тяг; 7 — гидроусилители

тема управления циклическим шагом состоит из ручки продольно-поперечного управления, системы тяг и качалок, гидроусилителей и автомата перекоса (рис. 10.2). Одна линия проводки с гидроусилителем предназначена для продольного управления, вторая — для поперечного управления.

Кинематика ручки управления должна обеспечивать независимость продольного и поперечного перемещений ручки управления (рис. 10.3). Продольно-поперечное управление выполняют ручкой продольно-поперечного управления (ручкой циклического шага). Она изготовлена из стальной трубы, на нижнем конце которой установлен наконечник, а на верхнем — рукоятка. Тяга продольного управления 2 расположена по оси вращения тяги поперечного управления 1. При поперечном управлении тяга 1 вращается относительно оси *a — a* и через кронштейн 4 передает сигнал на проводку поперечного управления, тяга 2 при этом не перемещается. При продольном управлении тяга 2 перемещается в шарнире 5, и сигнал передается через качалку 3 в цепь продольного управления. Для ограничения отклонения ручки в продольном и поперечном направлениях имеются регулируемые упоры. На ручке находится гашетка для управления торможением колес шасси. В верхнюю часть рукоятки вмонтированы переключатель управления механизмами загрузки, кнопки вклю-

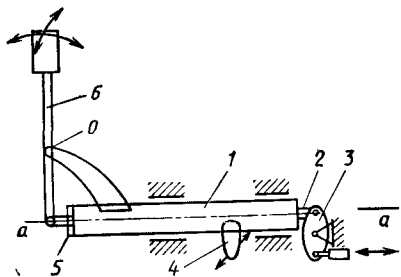


Рис. 10.3. Кинематика ручки продольно-поперечного управления:

1 — тяга поперечного управления; 2 — тяга продольного управления; 3 — качалка продольного управления; 4 — кронштейн поперечного управления; 5 — шарнир; 6 — ручка продольно-поперечного управления

чения радиостанции, включения системы переговорного устройства и выключения автопилота. В нижней части рукоятки устанавливается кнопка сброса груза с наружной подвески.

Увеличение скорости полета и взлетных масс вертолетов приводит к росту нагрузок в цепи управления, что затрудняет пилотирование вертолета. Чтобы снять нагрузки и облегчить управление, в цепь управления включают гидроусилители (бустеры). Основным силовым элементом гидроусилителя является гидроцилиндр, который позволяет увеличивать усилия в цепи управления в сотни раз. Управление гидроцилиндром осуществляется следующим образом. При перемещении ручки продольно-поперечного управления усилие передается на качалку управления золотником гидроусилителя. Распределяемая золотником жидкость приводит в движение силовой шток гидроусилителя, который через качалку воздействует на тягу управления автоматом перекоса.

Чаще всего на вертолетах применяется необратимая схема включения гидроусилителей. При этом нагрузки с лопастей несущих винтов полностью воспринимаются гидроусилителями и не передаются на ручку летчика. Бустерные системы для надежности дублируются. У гидроусилителей на линии подачи давления устанавливаются обратные клапаны, исключающие «просадку» гидроусилителей. Основное назначение этих клапанов — фиксация выходных штоков гидроусилителей в момент перехода с основной гидросистемы на дублирующую. Без обратных клапанов вследствие падения рабочего давления в гидроусилителе при переключении систем может произойти недопустимое произвольное перемещение выходных штоков под действием внешней нагрузки.

В настоящее время в системе управления вертолетом применяются автопилоты. Поэтому гидроусилители могут работать от сигналов автопилота или в комбинации ручного управления летчиком и автопилотом. При этом автопилот подает электрический сигнал на управление золотником гидроусилителя или корректирует сигнал, поступивший от ручного управления. В таком случае гидроусилитель представляет собой комбинированный агрегат управления и называется *рулевым агрегатом*. При необратимой схеме включения гидроусилителей летчик не ощущает

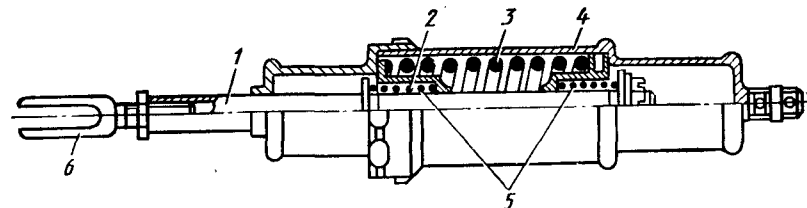


Рис. 10.4. Механизм загрузки ручного управления:

1 — шток; 2 — втулка; 3 — основная пружина; 4 — цилиндр; 5 — малые пружины; 6 — вилка

необходимого градиента усилий на ручке. В этом случае необходимые для управления усилия на ручке создают пружинные механизмы загрузки (триммеры) (рис. 10.4). Триммер состоит из пружинного механизма, шток которого соединен с цепью управления электромеханизма, и промежуточной качалки, к которой присоединены корпус пружинного механизма и шток электромеханизма. К корпусу цилиндра 4 подсоединяется промежуточная качалка, связанная с электромеханизмом. Вилка 6 предназначена для подсоединения к цепи управления циклическим шагом. Основная пружина 3 и две малые пружины 5 более жесткие, чем основная, установлены с предварительным сжатием, причем основная пружина — с относительно большим сжатием, чем малые. При перемещении штока 1 относительно цилиндра происходит сжатие одной из малых пружин и снятие нагрузки с другой до полного освобождения ее от предварительного сжатия. При достижении силы сжатия малой пружины, равной силе предварительной затяжки основной пружины, она начинает работать вместе с основной до момента упора буртика штока 1 во втулку 2, после чего начинает работать одна основная пружина. Пружины подобраны таким образом, что создают увеличение градиента усилий вблизи нейтрального положения ручки, в результате чего снимается ощущение трения в системе управления и улучшается центрируемость ручки. При изменении режима полета вертолета соответственно изменяются балансировочные положения органов управления. На рычагах управления при этом возникают постоянно действующие усилия, утомляющие летчика. Для снятия этих усилий в длительном полете служат электромеханизмы градиента усилий. Управление МГУ осуществляется летчиком с помощью кнопки триммера, расположенной на ручке продольно-поперечного управления. При включении МГУ перемещает корпус механизма загрузки в нейтральное положение относительно его штока, при этом снимается усилие с ручки.

Для того чтобы на режиме горизонтального полета ручка управления была ближе к нейтральному положению, задается

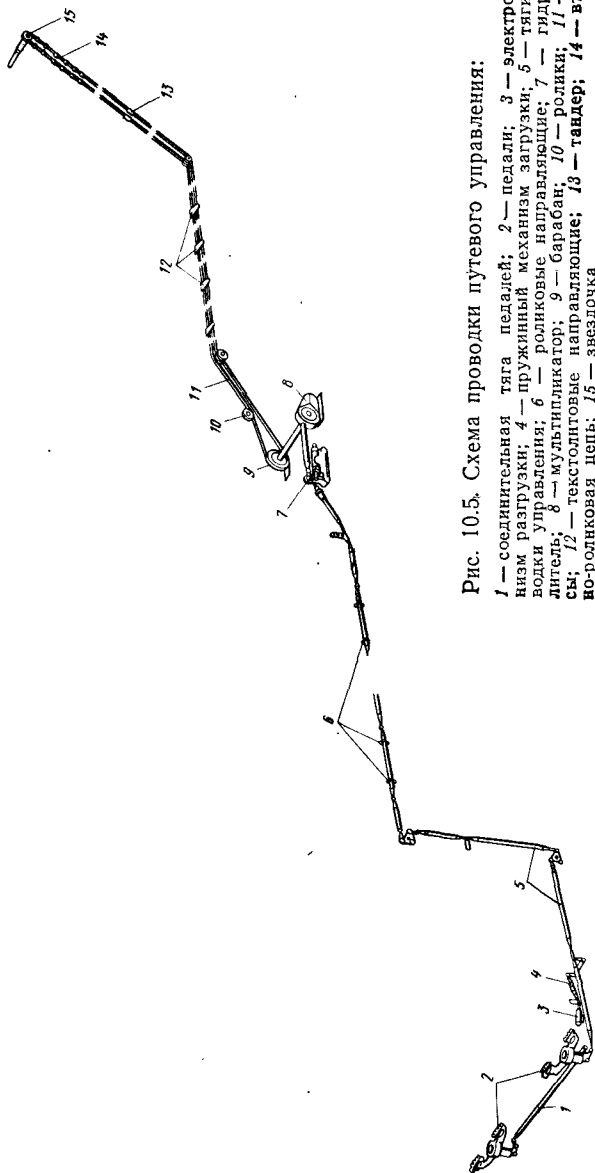


Рис. 10.5. Схема проводки путевого управления:

1 — соединительная тяга педалей; 2 — педали; 3 — электромега-низм разгрузки; 4 — пружинный механизм загрузки; 5 — тяга проводки управления; 6 — роликовые направляющие; 7 — гидроусилитель; 8 — мультипликатор; 9 — барабан; 10 — ролик; 11 — тросы; 12 — текстильные направляющие; 13 — тандер; 14 — втулочно-роликовая цепь; 15 — звездочка

предварительный наклон автомата перекоса при нейтральном положении ручки.

Путевое управление состоит из педалей, систем тяг и качалок, гидроусилителя, мультипликатора, барабана, тросовой проводки, втулочно-роликовой цепи и механизма изменения шага РВ (рис. 10.5).

На одновинтовом вертолете с механическим приводом несущего винта путевое управление осуществляется с помощью рулевого винта, расположенного на конце хвостовой балки фюзеляжа. Рулевой винт уравнивает крутящий момент несущего винта и создает управляющий момент относительно вертикальной оси.

Проводка управления рулевым винтом — смешанной конструкции, т. е. от педалей до мультипликатора выполнена с применением жестких тяг, а далее — тросовой проводки. Необходимость применения подобной смешанной конструкции системы путевого управления обусловлена тем, что непосредственный орган управления РВ расположен на значительном расстоянии от силового механизма управления — гидроусилителя, установленного на картере главного редуктора. Из-за достаточно высокого уровня вибраций хвостовой и концевой балок применение жестких тяг и качалок может привести к возникновению резонансных колебаний тяг управления и значительному износу шарнирных соединений жесткой проводки в процессе эксплуатации. В этих условиях тросовая проводка с большими ходами гораздо проще, легче и занимает меньше места. При полете вертолета обе ветви тросовой проводки одинаково деформируются вместе с хвостовой балкой без каких-либо относительных перемещений, поэтому упругие деформации хвостовой балки влияют лишь на натяжение тросов и трение в системе.

Командным рычагом путевого управления являются педали параллелограммного типа. Они выполнены в виде отдельного агрегата и имеют регулировку по росту летчика, осуществляемую вращением регулировочного болта с маховичком. Предельные отклонения педалей ограничены регулировочными болтами, установленными на опоре педалей. На опорных площадках педалей установлены гашетки с концевыми выключателями для управления пружинными механизмами загрузки и включения автопилота в режиме согласования. Тяги от качалки педалей левого летчика проложены параллельно тягам продольного и поперечного управления. Педали через загрузочный механизм, систему тяг и качалок соединены с гидроусилителем. От гидроусилителя сигнал передается на мультипликатор, предназначенный для преобразования относительно малого хода тяги от гидроусилителя в большое перемещение тросовой проводки. Такая система обеспечивает большую жесткость управления при малом диаметре троса. Для повышения надежности управления тросо-

вая проводка делается двойной. Тросы заканчиваются втулочно-роликовой цепью, надетой на звездочку хвостового редуктора, которая выполнена заодно с гайкой винтовой пары механизма управления шагом хвостового винта. При отклонении педалей сигнал поступает на гидроусилитель, перемещающий рычаг мультипликатора. При этом выходной валик мультипликатора, соединенный с барабаном, поворачивается на угол, в несколько раз больший, чем перемещение рычага мультипликатора. При вращении барабана тросы вместе с цепью перемещаются, и звездочка хвостового редуктора поворачивается. Поворот преобразовывается винтовой парой в поступательное движение штока хвостового редуктора. Перемещение штока передается на поводок втулки, который поворачивает корпус осевых шарниров, изменяя угол установки лопастей хвостового винта.

На вертолетах Ми-6, Ми-24 и Ми-26 в системе путевого управления установлен гидравлический демпфер, который создает дополнительные усилия на педалях при их перемещении с большой скоростью с помощью дросселирования перетекающей в нем жидкости. При этом демпфер сигнализирует летчику о превышении допустимой скорости перемещения правой педали вперед, которое может привести к нерасчетному увеличению динамических нагрузок на хвостовую трансмиссию при резком увеличении шага РВ.

На вертолете Ми-26 реализовано новое конструктивное решение передачи управляющих усилий на РВ: гидроусилитель путевого управления установлен не на главном редукторе, а на концевой балке, рядом с хвостовым редуктором. Штоки гидроусилителя и хвостового редуктора соединены и таким образом осуществляется их строго осевое совместное возвратно-поступательное перемещение. В результате усилия от силового механизма к исполнительному передаются напрямую. Отпала необходимость в таких традиционных элементах системы путевого управления, как тросовая проводка, червячная пара, звездочка и втулочно-роликовая цепь.

Объединенное управление общим шагом несущего винта и двигателями осуществляется рычагом «шаг — газ», который кинематически связан с ползуном автомата перекося и одновременно с рычагами топливных насосов, расположенных на двигателях (рис. 10.6).

При перемещении рычага «шаг — газ» вверх увеличивается общий шаг несущего винта с одновременным переходом на режим большей мощности двигателей. Кинематическая связь общего шага с углом поворота дроссельной заслонки топливного агрегата определяется зависимостью потребной мощности двигателя от угла установки лопастей на различных режимах полета. Объединенное управление общим шагом несущего винта и двигателями состоит из рычага общего шага, расположенного

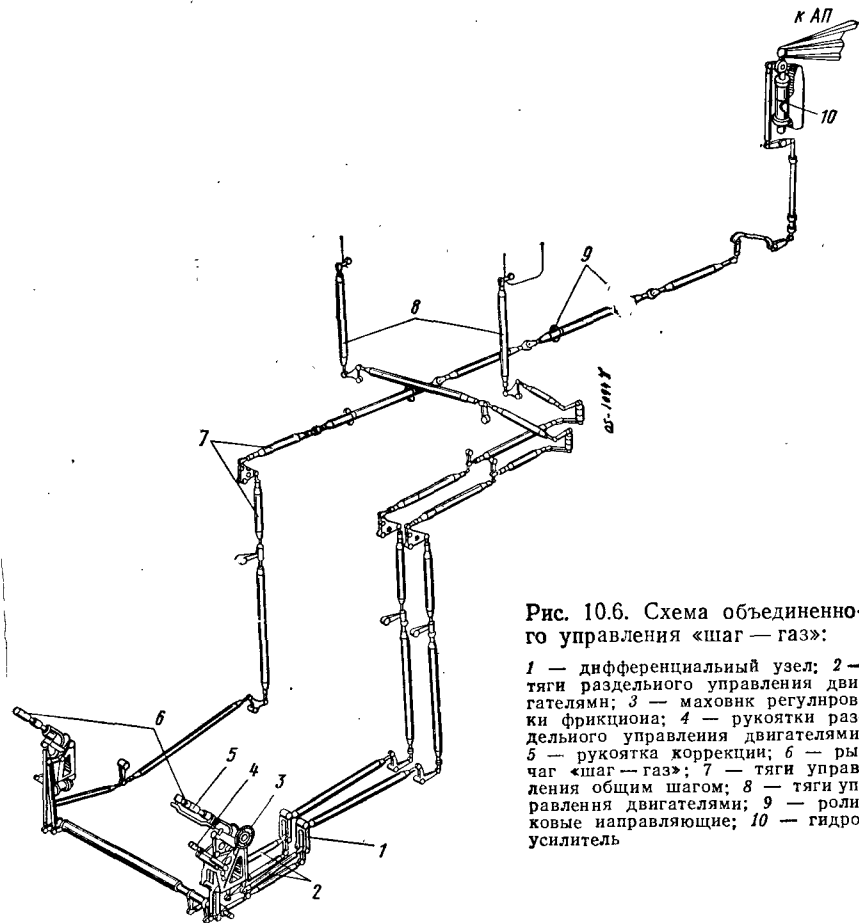


Рис. 10.6. Схема объединенного управления «шаг — газ»:

1 — дифференциальный узел; 2 — тяги раздельного управления двигателями; 3 — маховик регулировки фрикциона; 4 — рукоятки раздельного управления двигателями; 5 — рукоятка коррекции; 6 — рычаг «шаг — газ»; 7 — тяги управления общим шагом; 8 — тяги управления двигателями; 9 — роликовые направляющие; 10 — гидроусилитель

слева от сиденья летчика, жесткой цепи управления общим шагом, гидроусилителя, жесткой цепи управления двигателями и двух рычагов раздельного управления двигателями. Усилия на рычаге общего шага при необратимом бустерном управлении отсутствуют, но загрузочные механизмы на нем не устанавливаются.

Система «шаг — газ» служит в качестве резервной системы регулирования частоты вращения несущего винта, помимо имеющейся на двигателях основной системы автоматического поддержания частоты вращения несущего винта. Переход с системы автоматического поддержания частоты вращения летчик может осуществлять поворотом рукоятки коррекции, которая связана с дросселем топливного агрегата. При повороте рукоятки коррекции из крайнего правого положения влево отключается си-

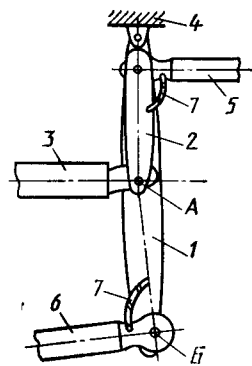


Рис. 10.7. Схема дифференциального узла:

1, 2 — качалки; 3 — тяги рычагов раздельного управления двигателями; 4 — кронштейн; 5 — тяги к двигателям; 6 — тяга от рычага «шаг — газ»; 7 — проводка металлизации

стема автоматического регулирования. С помощью этой рукоятки летчик может корректировать частоту вращения несущего винта независимо от его шага при изменении высоты и скорости полета.

Автоматическое регулирование частоты вращения несущего винта при изменении его общего шага, угла атаки и скорости полета вертолета осуществляется обычно путем автоматического изменения подачи топ-

лива в двигатели. Автономная система регулирования силовой установки может быть расположена непосредственно на двигателе. Она обеспечивает как изменение его мощности вручную в диапазоне от малого газа до взлетного режима, так и автоматическое поддержание заданной частоты вращения несущего винта. Данная система регулирования двигателей может работать и без системы «шаг — газ», т. е. рычаг общего шага может изменять только величину шага без изменения положения рычага подачи топлива, который должен быть переведен в положение «Автомат». На вертолетах, имеющих более одного двигателя, устанавливаются рычаги раздельного управления мощностью двигателей, расположенные на одном кронштейне с рычагом общего шага. Этими рычагами пользуются в основном при раздельном опробовании двигателей на земле и в аварийных случаях в полете при необходимости повторного запуска отказавшего двигателя.

Для обеспечения независимости управления двигателями от каждой из перечисленных систем управления в цепь управления двигателями устанавливается дифференциальный узел (рис. 10.7). Он состоит из двух пар качалок 1, 2, шарнирно соединенных между собой. Качалки 2 укреплены на кронштейне 4. Если качалки 2 зафиксированы рычагами раздельного управления двигателями при помощи тяг 3, то движение от рычага общего шага передается через тяги 6 и качалку 1 на тяги 5, идущие к двигателям. При этом качалки 1 поворачиваются вокруг неподвижной оси узла А. При перемещении рычагов раздельного управления движение от них передается через тяги 3. При этом качалки 2 отклоняются относительно оси кронштейна 4, а качалки 1 — относительно неподвижной в этом случае оси узла Б, и движение передается на тяги 5, идущие к двигателям.

Кроме рукоятки коррекции на рычаге общего шага расположены кнопки выключения фрикциона рычага общего шага, управления фарами, тактического и аварийного сброса груза с

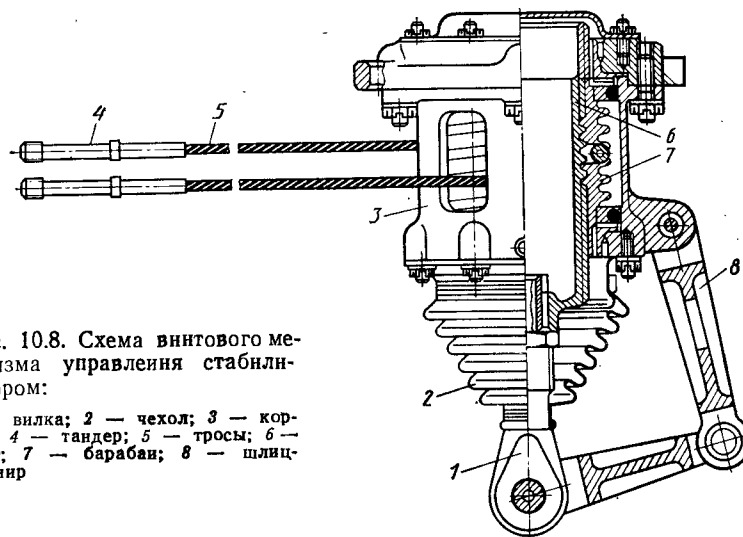


Рис. 10.8. Схема винтового механизма управления стабилизатором:

1 — вилка; 2 — чехол; 3 — корпус; 4 — тандер; 5 — тросы; 6 — винт; 7 — барабан; 8 — шлицевый шарнир

внешней подвески. Фрикцион — дисковый с электрогидравлическим управлением. Служит для фиксации рычага общего шага в заданном положении, что обеспечивает возможность бесступенчатой установки в необходимое положение автомата перекоса, а следовательно, и общего шага несущего винта. Затяжка фрикциона регулируется с помощью маховичка. Выключается фрикцион нажатием кнопки, при этом срабатывает электромагнитный кран гидросистемы, и жидкость через поршень освобождает диски фрикциона. Крайние положения рычага общего шага ограничиваются упорами.

Тяги и качалки проводки управления общим шагом проложены под полом кабины экипажа и далее до редукторного отсека — параллельно тягам продольно-поперечного управления. На потолке центральной части фюзеляжа проводка управления двигателями выведена из грузовой кабины в двигательный отсек, где тяги присоединены к рычагам топливных насосов, установленных с правой стороны каждого двигателя.

Для обеспечения устойчивости на вертолетах устанавливают стабилизатор. В ряде случаев он выполняется управляемым и связан с цепью управления общим шагом. При изменении общего шага нарушается балансировка вертолета. Конструкция проводки управления стабилизатором — смешанная. Движение от ползуна автомата перекоса передается жесткими тягами на сектор, а от сектора — тросами 5 на барабан 7 винтового механизма, который представляет собой винтовую пару (рис. 10.8). На наружной поверхности гайки имеются канавки для троса. Внутри гайки ввернут винт 6 на трапецидальной резьбе, пере-

мещающийся при вращении гайки вдоль оси. При этом перемещается вертикальная тяга, идущая от винтового механизма к стабилизатору. Особенно важное значение вопросы управления стабилизатором имеют на режимах моторного планирования и автототации.

Конструкция элементов проводки управления. В зависимости от компоновочных условий, массовых, жесткостных и других факторов на вертолетах может применяться механическая проводка трех основных видов:

жесткая, при которой управляющий сигнал передается к управляемым поверхностям при помощи возвратно-поступательных перемещений трубчатых тяг, работающих на сжатие и растяжение;

гибкая, при которой управляющий сигнал передается при помощи возвратно-поступательных перемещений тросов или стальных лент, работающих только на растяжение, в связи с чем гибкая проводка обязательно должно состоять из двух ветвей — прямой и обратной;

вращательная, представляющая собой разновидность жесткой проводки, в которой сигналы передаются реверсируемыми вращательными движениями трубчатых тяг — валов, а отклонение исполнительных механизмов осуществляется с помощью винтовых преобразователей вращательного движения в поступательное.

Чаще применяются комбинации различных видов проводок. Такая проводка управления состоит из тяг, рычагов, качалок, направляющих, тросов, секторов и роликов. Тяги обычно выполняются из дюралюминиевых труб. Концы труб обжимаются под один диаметр с целью уменьшения массы стальных наконечников и их унификации. Наконечники вклепываются в концы обжатых труб трубчатыми заклепками. Шарнирные соединения тяг с качалками выполняются на радиальных сферических шарикоподшипниках закрытого типа. Наконечники труб применяются двух типов: регулируемые и нерегулируемые. Регулируемые наконечники представляют собой стакан, в котором имеется осевое отверстие с нарезкой для ввинчивания ушкового или вильчатого болта. Таким образом, можно регулировать длину тяги при монтаже проводки управления. Для контроля запаса резьбы на регулируемых концах тяг имеются отверстия. Регулируемые наконечники фиксируются относительно тяги контргайкой. Для исключения заедания в шарнирных соединениях тяг с качалками при их монтаже, а также при деформации каркаса вертолета во время его нагружения в полете между ухом и вилкой соединения предусматривается зазор, а в ухо наконечника тяги устанавливается самоориентирующийся шарикоподшипник закрытого типа. Таким образом, тяги относительно качалки могут отклоняться в плоскости, перпендикулярной шарниру, вслед-

ствие чего на качалку воздействует сила, перпендикулярная плоскости ее качания. Поперечная сила создает изгибающий момент в месте крепления качалки к кронштейну. Для восприятия этого момента качалки устанавливаются в кронштейнах на двух шарикоподшипниках на определенном расстоянии друг от друга. Один подшипник устанавливается с упором в буртик качалки и завальцовывается, а другой — «плавающий». Благодаря такой установке подшипников исключаются осевые нагрузки качалок в кронштейнах. При нейтральном положении командных рычагов тяги должны соединяться с рычагами и качалками под углом 90° для исключения нелинейного закона управления. Направляющие для тяг управления состоят из обоймы с роликами, которые поддерживают тягу, увеличивая ее собственную частоту колебаний.

Тяги перед гидроусилителями могут иметь специальные пружинные устройства с концевыми выключателями, которые предназначены для переключения питания гидроусилителей с основной гидросистемы на дублирующую. Тяги управления не должны попадать в резонанс под действием внешних вибрационных нагрузок. С целью повышения собственных частот колебаний тяг управления целесообразно уменьшить их длину. В цепь управления устанавливаются качалки, которые не изменяют направления передачи усилий в тягах управления и не влияют на передаточное отношение в системе управления, а только поддерживают тяги.

Для гибкой проводки применяются тросы. Соединительными и регулировочными элементами служат тандеры и наконечники. Для тросовой проводки направляющими являются ролики и втулки. Ролики применяют в местах изменения направления троса. Диаметр роликов выбирается в зависимости от диаметра троса и угла охвата. Чтобы трос при ослаблении не сошел с роликов, на них ставят предохранительную скобу. На прямолинейных участках тросовой проводки для поддержки троса вместо роликов применяют направляющие, изготовленные из текстолитовых пластин. Тросы заделываются в наконечниках посредством обжатия. Для регулирования управления и натяжения тросов предусмотрены тандеры, которые состоят из втулки с правой и левой резьбой и наконечников с соответствующей резьбой. При вращении втулки наконечники ввертываются или вывертываются, изменяя длину тросовой проводки. Недостатком тросовой проводки является удлинение троса под действием нагрузки или от действия температуры, вследствие чего необходимо регулировать проводку системы управления. Для обеспечения условий удовлетворительного радиоприема во время полета вертолета требуется металлизация всех подвижных сочленений изолированных друг от друга деталей конструкции вертолета. Металлизация осуществляется перемычками из медной луже-

ной плетенки. Места присоединения перемычек зачищаются до металлического блеска и после присоединения перемычек покрываются лаком.

Управление несущими винтами вертолета соосной схемы. Продольно-поперечное управление соосных вертолетов осуществляется за счет изменения циклического шага нижнего и верхнего винтов. Управление несущими винтами вертолета соосной схемы имеет свои кинематические и конструктивные особенности. Путь управления на висении реализуется за счет дифференциального изменения общего шага — увеличения на одном винте и уменьшения на другом, а на крейсерском режиме — еще и за счет рулей направления. Осевые режимы осуществляются за счет одновременного изменения общего шага на верхнем и нижнем винтах на одинаковую величину. На колонке несущих винтов устанавливаются нижний и верхний автоматы перекоса. Нижний автомат перекоса располагается на валу над верхней частью корпуса редуктора, непосредственно под втулкой нижнего винта, а верхний — на валу редуктора под втулкой верхнего винта. Оба автомата перекоса соединяются между собой тремя шарнирными тягами, обеспечивающими параллельность вращения плоскостей автоматов перекоса, чтобы не создавать дополнительного махового движения лопастей. Параллельность плоскостей вращения автоматов перекоса приводит к тому, что при любом наклоне нижнего автомата перекоса через шарнирные тяги параллельно ему наклоняется и верхний автомат перекоса. Поскольку верхний и нижний винты вращаются навстречу друг другу, параллельное движение автоматов перекоса при продольном управлении вертолетом осуществляется наклоном их строго вокруг оси, перпендикулярной продольной плоскости вертолета, а при поперечном — перпендикулярной поперечной плоскости вертолета. Так как маховое движение лопасти отстает от циклического изменения угла его установки, то при наклоне обоих автоматов перекоса в каком-либо направлении несущие винты будут отклоняться в разных направлениях (в направлении наклона автоматов перекоса и вбок по направлению вращения винта), т. е. наклон каждого несущего винта при управлении циклическим шагом будет нарушать параллельность плоскостей несущих винтов. Это снижает эффективность управления, а также приводит к нежелательному сближению лопастей верхнего и нижнего несущих винтов. Создать необходимое опережение управления циклическим шагом путем соответствующего выбора плоскости наклона автомата перекоса, как это делается на одновинтовых вертолетах, на вертолете соосной схемы нельзя, поскольку при создании необходимого опережения управления для одного винта не удастся создать необходимое опережение управления для другого. Поэтому на вертолетах соосной схемы необходимое опережение управления для каждого винта созда-

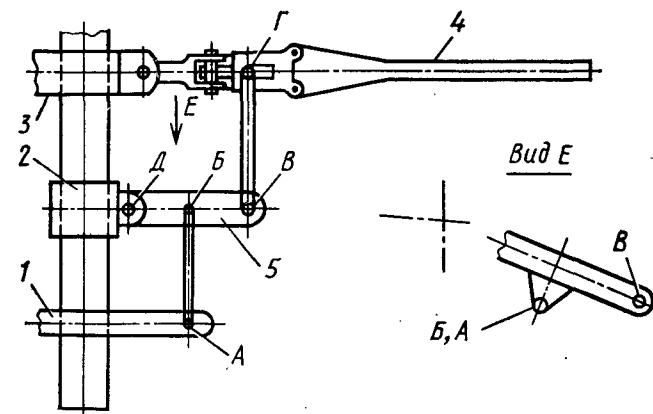


Рис. 10.9. Схема системы управления общим и циклическим шагами несущих винтов соосных вертолетов:

1 — тарелка автомата перекоса; 2 — ползушка; 3 — втулка несущего винта; 4 — лопасть; 5 — качалка; А, Б, В, Г, Д — шарниры

ется в цепи управления: автомат перекоса — ползушка — втулка несущего винта. Ползушка колонки несущего винта предназначена для управления общим и циклическим шагами лопастей несущего винта (рис. 10.9). При изменении общего шага ползушка 2 перемещается вдоль оси вала несущего винта, и качалка 5 ползушки поворачивается вокруг среднего шарнира Б, изменяя угол установки лопасти 4. Изменение угла установки происходит одновременно на всех лопастях. При циклическом изменении шага лопастей ползушка 2 остается неподвижной, а наклон автомата перекоса 1 вызывает поворот качалки 5 относительно неподвижного шарнира Д. Поворот качалки 5 приводит к циклическому изменению шага лопастей в зависимости от наклона автомата перекоса. Качалка 5 ползушки имеет шарнир Б, вынесенный из плоскости поворота качалки относительно шарнира Д. Вынос шарнира Б позволяет получить оптимальное значение угла опережения управления $\Delta\psi_{упр}$ при выбранном значении угла компенсатора взмаха. Для одновременного изменения шага верхнего и нижнего несущих винтов имеется механизм общего и дифференциального шага. Уменьшение или увеличение угла установки лопастей на одну и ту же величину называется *изменением общего шага*, а увеличение на одном винте и уменьшение на другом — *дифференциальным изменением*.

10.2. АВТОМАТ ПЕРЕКОСА

Важную роль в управлении вертолетом играет автомат перекоса. Он работает следующим образом. Имеются два кольца, расположенных одно внутри другого и соединенных между

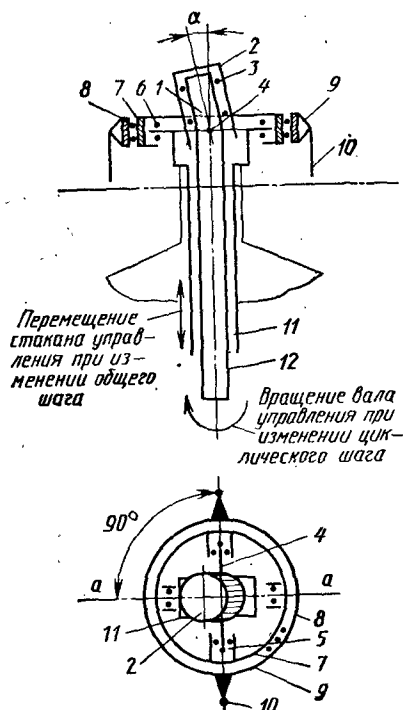


Рис. 10.12. Схема автомата перекоса кривошипного типа:

1 — кривошип; 2 — стакан; 3 — подшипник стакана; 4 — ось стакана; 5 — подшипник; 6 — подшипник стакана управления; 7 — невращающееся кольцо автомата перекоса; 8 — подшипник автомата перекоса; 9 — вращающееся кольцо автомата перекоса; 10 — тяги к рычагам поворота лопасти; 11 — стакан управления; 12 — вал управления

располагают перпендикулярно направлению перемещения ползуна.

Автомат перекоса типа «паук» (рис. 10.11) имеет шаровой шарнир 4, расположенный внутри ползуна 9, находящегося в редукторе несущего винта. Внутри ползуна имеется рычаг 5, отклоняющийся относительно шарового шарнира в любом направлении. На верхнем конце этого рычага на подшипниках вращается стакан 2 с прикрепленными к нему изогнутыми рычагами 1. Концы изогнутых стержней соединяются с рычагами поворота

лопастей, которые крепятся к лопасти шарнирно, благодаря чему имеют некоторую свободу в плоскости вращения несущего винта. При движении в стороны конца рычага относительно шарового шарнира отклоняется плоскость вращения изогнутых стержней, что вызывает соответствующее циклическое изменение шага несущего винта, и осуществляется продольно-поперечное управление вертолета. Перемещение ползуна вверх — вниз изменяет общий шаг несущего винта. Автомат перекоса типа «паук» применяется весьма ограниченно только на тех вертолетах, у которых втулка несущего винта непосредственно при-
мыкает к редуктору винта.

Автомат перекоса кривошипного типа (рис. 10.12) действует только в одной плоскости. Поэтому он применяется на многовинтовых вертолетах, где достаточно отклонять плоскости вращения несущих винтов в одном направлении. Наклон плоскости автомата перекоса происходит за счет наклона осей 4 стакана 2 при повороте кривошипа 1. Кривошип жестко соединен с валом управления 12 и поворачивается при его вращении. Ось кривошипа наклонена по отношению к оси вала управления на угол α . При повороте кривошипа на угол 90° ось 4 наклоняется на угол α

и плоскость автомата перекоса отклоняется на угол α , изменяя тем самым циклический шаг несущего винта. При изменении общего шага несущего винта перемещение автомата перекоса вдоль оси вала редуктора происходит за счет перемещения стакана управления 11.

10.3. ПРОЧНОСТЬ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

По характеру нагружения в системе управления можно выделить три основных участка. Первый участок составляют (рис. 10.13): рычаг поворота лопасти 2, тяга 3 или тяги и качалки, соединяющие лопасть с автоматом перекоса, а также вращающееся кольцо 4 автомата перекоса. Второй участок — невращающееся кольцо 5 автомата перекоса, тяги, рычаги и качалки 6, соединяющие автомат перекоса с бустером, бустер 7 и детали его крепления. В третий участок входят ручки управления общим и циклическим шагом, соединяющие их с золотниками бустеров, тяги, качалки и тросовая проводка, а на двухвинтовых вертолетах, кроме того, педали и проводка от них до золотников соответствующих бустеров. В конкретных конструкциях могут быть некоторые изменения и дополнения. Так, если нет бустера, то границей второго и третьего участков является тот элемент системы управления, который передает переменные нагрузки на элементы конструкции фюзеляжа, на которых он закреплен (например, инерционный демпфер). Особый участок образуют тяги и другие элементы, соединяющие верхний и нижний автоматы перекоса на соосном вертолете. Отдельно надо рассматривать участок системы управления между бустерами и механизмом общего и дифференциального шага. Такое же разделение на участки целесообразно применять и для лутевого управления одновинтового вертолета. При этом к первому участку относятся рычаги поворота лопастей и крестовина управления общим шагом, ко второму — шток, к третьему — педали и проводка управления до золотника бустера. Особый участок — между бустером и механизмом перемещения штока.

В деталях первого и второго участков нагрузки вызываются шарнирными моментами лопастей $M_{ш}$. Шарнирным называется момент, возникающий от аэродинамических и инерционных сил, действующих на лопасть, и стремящийся повернуть ее относительно оси осевого шарнира. Подробнее он будет рассмотрен ниже.

В рычаге поворота лопасти возникает изгибающий момент, в тяге управления шагом лопасти — осевая сила S_k , пропорциональные $M_{ш}$. На вращающееся кольцо автомата перекоса действуют силы, передаваемые на него тягами управления всех лопастей. Каждая из этих сил \vec{S}_k вызывает изгиб соответствующей

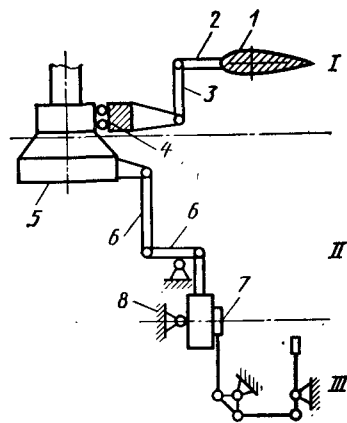


Рис. 10.13. Участки системы управления несущим винтом:

1 — лопасть; 2 — рычаг поворота лопасти; 3 — тяга управления шагом лопасти; 4 — вращающееся кольцо автомата перекоса; 5 — невращающееся кольцо автомата перекоса; 6 — тяги и качалки; 7 — бустер; 8 — крепление бустера; I — II — III — участки системы управления

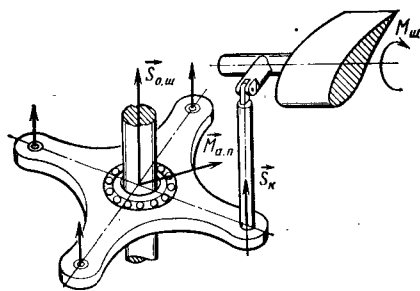


Рис. 10.14. Силы и моменты на кольце автомата перекоса

щего рога кольца автомата перекоса, а все они вместе — изгиб и кручение самого кольца. При определении нагрузок на втором участке системы управления силы \vec{S}_k могут быть заменены равнодействующей $\vec{S}_{0, ш}$ и моментом $\vec{M}_{а.п}$ (рис. 10.14). Если пренебречь небольшими наклонами тяг управления шагом по отношению к оси винта и небольшим наклоном автомата перекоса, то нетрудно установить, что сила $\vec{S}_{0, ш}$ параллельна оси вала винта, а вектор момента $\vec{M}_{а.п}$ лежит в плоскости, перпендикулярной этой оси. Суммарная сила $\vec{S}_{0, ш}$ стремится переместить автомат перекоса вверх или вниз и нагружает детали системы управления общим шагом. Момент $\vec{M}_{а.п}$ стремится повернуть автомат перекоса и вызывает нагрузки в системе управления циклическим шагом. Нагрузки передаются на штоки бустеров и с них — на элементы конструкции фюзеляжа, к которым они прикреплены. Разница в нагружении деталей, входящих в первый и во второй участки системы управления, состоит в том, что первые нагружаются шарнирным моментом одной лопасти, а нагрузки во вторых определяются суммарным воздействием всех лопастей (суммарными силой $\vec{S}_{0, ш}$ и моментом $\vec{M}_{а.п}$). При необратимом включении бустеров нагрузки от винта на третий

участок не проходят. Нагружение этого участка определяется силами, прилагаемыми летчиком к ручкам и педалям управления.

Шарнирный момент является переменным по азимуту. Поэтому в элементах первого и второго участков возникают переменные напряжения. Следовательно, возникает задача создания конструкции, имеющей достаточно большой ресурс. В соответствии с характером сил, действующих на третьем участке, главной задачей для него является обеспечение прочности при действии больших однократных нагрузок. Также могут быть определены основные задачи по прочности для особых участков: от верхнего до нижнего автоматов перекоса вертолета соосной схемы — обеспечение ресурса, для участков между бустерами и механизмом общего и дифференциального шага и между бустером и механизмом управления штоком рулевого винта — обеспечение прочности при действии большой однократной нагрузки (силы от бустера).

Равнодействующая аэродинамических сил на отсеке лопасти, приложенная в центре давления, создает относительно оси осевого шарнира момент. Поскольку и величина силы и положение центра давления изменяются по азимуту вследствие изменения условий обтекания, этот момент будет переменным. Складывая моменты, возникающие от отдельных отсеков, получим шарнирный момент аэродинамических сил $M_{ш.а}$. Момент $M_{ш.а}$ существенно зависит от скорости полета, формы профиля и угла отгиба закрылков. С увеличением скорости полета полуразмах переменной части $M_{ш.а}$ увеличивается. В диапазоне малых скоростей $V=40 \dots 60$ км/ч, соответствующем наибольшей неравномерности поля индуктивных скоростей, возрастают амплитуды третьей и более высоких гармоник. Угол отгиба закрылков влияет на постоянную часть и первую гармонику шарнирного момента, а следовательно, на постоянные составляющие усилий на бустерах управления общим и циклическим шагом (см. ниже). Движение лопастей порождает составляющую шарнирного момента от инерционных сил. Так, например, рассмотрим (рис. 10.15) действие элементарной центробежной силы ΔN , которая действует на отсек и приложена в его центре тяжести. Примем для упрощения, что лопасть не изгибается. Разложим ΔN на два компонента. Компонент ΔN^* , перпендикулярный оси лопасти, создает шарнирный момент на плече, равном расстоянию σ от центра тяжести до оси ОШ. При поворотах лопасти вследствие наличия углового ускорения возникает момент $M_{ш}^* = -I\ddot{\phi}$ (где I — момент инерции жесткой лопасти относительно оси ОШ; $\ddot{\phi}$ — угловое ускорение). Так появляется еще одна составляющая $M_{ш}$ и т. д. Характер изменения $M_{ш}$ по азимуту полета на крейсерской скорости показан на рис. 10.16.

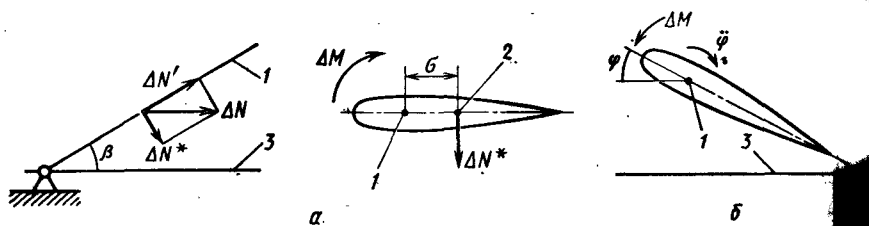


Рис. 10.15. Составляющие шарнирного момента от центробежной силы (а) и инерционных сил от поворотов лопасти (б):

1 — ось осевого шарнира; 2 — центр тяжести сечения; 3 — плоскость вращения винта

Напряжения в невращающемся кольце автомата перекося, тросах и качалках на втором участке системы управления, силы, приходящие на бустеры и их крепления, определяются, как уже указывалось выше, суммарным воздействием всех лопастей. Для того чтобы найти силу $\vec{S}_{0.ш}$, следует воспользоваться первым правилом суммирования сил (см. гл. 6), так как она представляет собой сумму сил \vec{S}_k , которые можно считать параллельными (см. рис. 10.14). По этому правилу сила $\vec{S}_{0.ш}$ состоит из постоянной части и гармоник, кратных числу лопастей. Постоянная составляющая $S_{0.ш}^{(0)} = k_n S_k^{(0)}$ ($S_k^{(0)}$ — постоянная часть силы в тяге управления шагом лопасти). Амплитуда некоторой гармоники силы $S_{0.ш}$ определяется по формуле

$$S_{0.ш}^{(n)} = k_n S_k^{(n)}, \quad n = k_n, 2k_n \text{ и т. д.},$$

где $S_{0.ш}^{(n)}$ — амплитуда гармоники суммарной силы; $S_k^{(n)}$ — амплитуда той же гармоники силы в тяге управления. Амплитуды гармоник уменьшаются с увеличением номера n . Практическое значение имеют гармоники с номером $n = k_n$, например, для четырехлопастного винта — четвертая гармоника. На рис. 10.16, б показан пример изменения усилий в системе управления пятилопастным винтом.

Момент на кольце автомата перекося $\vec{M}_{a.л}$ складывается из моментов, создаваемых силами \vec{S}_k отдельных лопастей. Векторы этих моментов повернуты на угол, равный углу между соответствующими лопастями (см. рис. 10.14). Поэтому надо применить второе правило суммирования, в соответствии с которым суммарный момент можно представить как совокупность векторов, определяемых гармониками шарнирного момента $i = mk_n \pm 1$ ($m = 0, 1, \dots$ — целое число). Каждый вектор имеет постоянную длину $M = \frac{k_n}{2} M_k$ (M_k — момент, создаваемый одной лопастью)

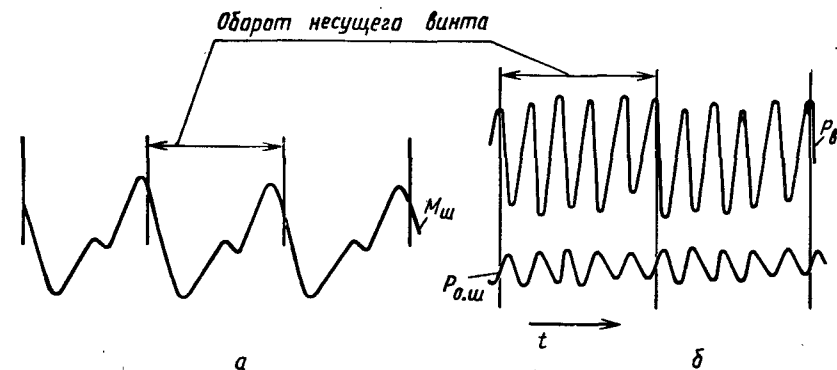


Рис. 10.16. Изменение по времени t шарнирного момента $M_{ш}$ (а) и усилий $P_в$ — в системе продольного управления и $P_{о.ш}$ — в системе управления общим шагом (б)

и вращается с угловой скоростью $mk_n \omega_0$ в сторону вращения винта при $i = mk_n - 1$ и против вращения винта при $i = mk_n + 1$. Практическое значение имеют гармоники, соответствующие $m = 0$, т. е. $i = 1$ и $m = 1$ ($i = k_n \pm 1$). Например, для четырехлопастного винта на вращающемся кольце автомата перекося следует отметить три составляющих момента: один момент \vec{M}_1 имеет вектор, величина которого определяется первой гармоникой шарнирного момента. Другой момент \vec{M}_3 имеет вектор, величина которого определяется третьей гармоникой шарнирного момента. Наконец, третий вектор \vec{M}_5 имеет длину, определяемую величиной пятой гармоники $M_{ш}$. Вектор \vec{M}_1 оказывается ($m = 0$) в неподвижной системе невращающимся. Векторы \vec{M}_3 и \vec{M}_5 вращаются в противоположных направлениях с частотой 4 раза за оборот винта. Таким образом, вектор \vec{M}_1 , величина которого пропорциональна амплитуде первой гармоники $M_{ш}$, определяет постоянную часть нагрузки в системе циклического управления. Векторы \vec{M}_3 и \vec{M}_5 , величина которых пропорциональна амплитудам третьей и пятой гармоник шарнирного момента, определяют четвертую гармонику нагрузки в системе циклического управления. В примере для пятилопастного винта (см. рис. 10.16) переменная часть усилия в системе циклического (продольного) управления $P_в$ представляет собой в основном пятую гармонику. Она образуется из четвертой и шестой гармоник моментов на вращающемся кольце автомата перекося, пропорциональных амплитудам тех же гармоник шарнирного момента.

По нагрузкам на первом и втором участках системы управления определяют напряжения в деталях, входящих в эти участ-

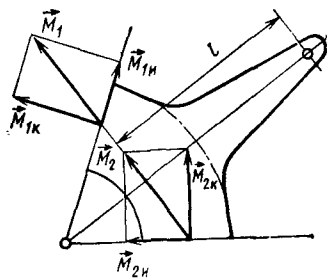


Рис. 10.17. Схема к расчету вращающегося кольца автомата перекося

ки. При этом пользуются в основном формулами сопротивления материалов. На рычаг управления шагом лопасти действует изгибающий момент, вызывающий в поперечном сечении нормальные напряжения. Также подвергаются изгибу промежуточные качалки. В тягах действуют растягивающие или сжимающие осевые силы, но рассчитываются тяги только на общую потерю устойчивости. Для повышения допустимых критических напряжений потери устойчивости целесообразно уменьшать длину тяги, но это приводит к увеличению массы проводки управления.

Некоторые особенности возникают при расчете напряжений во вращающемся кольце автомата перекося и в проушинах, предназначенных для установки подшипников. Приближенно можно рассматривать сектор кольца с рогом посередине (рис. 10.17), полагая при этом, что реакции невращающегося кольца, приложенные в точках на окружности малого радиуса, равны нулю. Момент, создаваемый силой от тяги управления шагом S_k равен $S_k l$ (где l — плечо, показанное на рис. 10.17).

Этот момент уравнивается равными моментами \vec{M}_1 и \vec{M}_2 в радиальных сечениях, симметрично расположенных относительно оси рога. Векторы \vec{M}_1 и \vec{M}_2 можно разложить на составляющие перпендикулярно и параллельно плоскости сечения. Эти составляющие — изгибающие (\vec{M}_{1n} , \vec{M}_{2n}) и крутящие (\vec{M}_{1k} , \vec{M}_{2k}) моменты. Зная эти моменты и пользуясь формулами сопротивления материалов, нетрудно найти нормальные и касательные напряжения.

Проушину для установки подшипника можно рассматривать как кольцевую раму, находящуюся под действием нагрузки от подшипника. В сечении такой рамы действуют изгибающий момент, нормальная сила и поперечная сила, которой можно пренебречь. От изгибающего момента и нормальной силы возникают нормальные напряжения. Их величину можно найти по формулам, приведенным в работе [12].

10.4. СРЫВНОЙ КРУТИЛЬНЫЙ ФЛАТТЕР

На скоростных и маневренных вертолетах может возникнуть срывной крутильный флаттер. При этом переменные нагрузки в системе управления возрастают в несколько раз, и ресурс ее деталей оказывается ничтожным. Это явление связано с особенностями обтекания концевой части лопасти при боль-

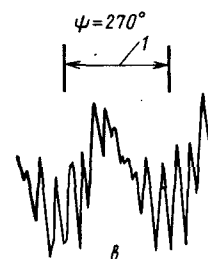
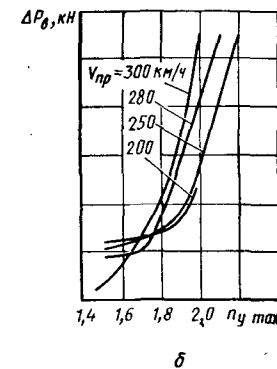
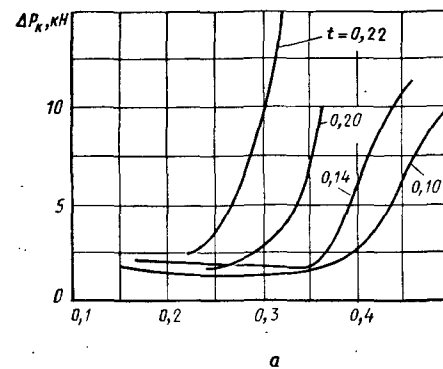


Рис. 10.18. Срывной крутильный флаттер:

a — изменение полуразмахов силы в системе поперечного управления ΔP_k по относительной скорости полета \bar{V} ; b — изменение полуразмахов силы в системе продольного управления ΔP_b в зависимости от максимальной перегрузки при маневре $n_{ya \max}$; v — закон изменения шарнирного момента по азимуту; 1 — один оборот винта

ших углах атаки. Они возникают, когда лопасть движется назад. При этом появляются аэродинамические моменты, существенно отличающиеся от характерных для нормального безотрывного обтекания при малых углах атаки. Эти моменты совершают положительную работу, вызывая значительные крутильные колебания лопасти. Частота этих колебаний 7—8 раз за оборот винта. Углы атаки сечений концевой части лопасти увеличиваются с ростом относительной скорости полета $\bar{V} = V/\omega_b R$ (R — радиус винта) и коэффициента тяги $t = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 (\omega_b R)^2} \left(\sigma = \frac{k_L b_{0.7}}{\pi R} \right.$

заполнение). Коэффициент тяги увеличивается при полете на высоте и при большой температуре наружного воздуха из-за уменьшения плотности ρ , при уменьшении угловой скорости винта ω_b , при увеличении взлетного веса вертолета G (приблизительно в горизонтальном полете $T \approx G$) и при маневре с $n_{ya} > 1$ (приблизительно $T = Y_a = n_{ya} G$). По мере увеличения \bar{V} и t срывной крутильный флаттер развивается, изменяется характер зависимостей шарнирного момента по азимуту лопасти (рис. 10.18), происходит резкое увеличение нагрузок на первом и втором участках системы управления. Возникновение срывного крутильного флаттера создает предел для увеличения скорости и улуч-

шения маневренных характеристик вертолета. Для его устранения при заданных условиях полета (ρ , ω_v , T) приходится увеличивать σ , т. е. число лопастей, а следовательно, и массу несущего винта.

10.5. ТЕНДЕНЦИИ РАЗВИТИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ

На вертолетах в основном применяется гидромеханическая система управления. Это объясняется тем, что в современной технике нет более совершенных приводов по развиваемому усилию на единицу массы. Однако наличие механической проводки в системе управления создает ряд проблем, связанных с обеспечением эффективности управления тяжелых вертолетов:

с увеличением размеров вертолета усложняется и удлиняется механическая проводка, увеличиваются ее трение, упругость, люфты и, соответственно, уменьшается точность управления;

увеличение упругости проводки и люфтов отрицательно сказывается на устойчивости работы гидроприводов;

изгибные деформации конструкции могут приводить к появлению ложных управляющих воздействий на гидропривод;

механическая проводка увеличивает габариты и массу системы управления и затраты времени на обслуживание.

Сейчас разрабатываются электрические дистанционные системы управления, в которых сигнал от командных рычагов передается к исполнительным механизмам по световодам с помощью волоконной оптики. Достоинства таких систем:

точность передачи управляющих сигналов не зависит от размеров вертолета;

при правильной установке датчиков, сигналы которых управляют работой исполнительных механизмов, изгибные колебания вертолета как упругой конструкции не оказывают влияния на работу гидропривода и движение лопастей;

дублирование электрической части системы не приводит к заметному увеличению габаритов и массы системы управления при существенном увеличении ее надежности.

Контрольные вопросы

1. Объясните особенности необратимой схемы включения гидроусилителей.
2. Каково назначение загрузочных механизмов?
3. Чем объясняется смешанная конструкция проводки путевого управления?
4. Почему управление общим шагом связано с управлением мощностью двигателей и стабилизатором?
5. Объясните назначение дифференциального узла.
6. Каково назначение ползушки в системе управления соосного вертолета?

7. На какие участки можно разделить систему управления по характеру действующих нагрузок?

8. От каких факторов зависит шарнирный момент лопасти?

9. Что такое угол опережения и как он реализуется в конструкции автомата перекоса?

10. Как определяются сила и момент на кольце автомата перекоса?

11. Что такое срывной крутильный флаттер, как он проявляется?

ГЛАВА 11

ТРАНСМИССИИ ВЕРТОЛЕТОВ

Трансмиссией называется совокупность агрегатов, передающих мощность (крутящий момент) от двигателя к движителям (НВ и РВ), рулевым устройствам и вспомогательным агрегатам. На многовинтовых вертолетах трансмиссия, кроме того, используется в качестве устройства, синхронизирующего частоты вращения несущих винтов.

Живучесть вертолета в большой мере определяется живучестью его трансмиссии. К трансмиссии предъявляются следующие требования: отсутствие или неперевышение допустимого значения шума и вибраций на всех режимах полета; высокий КПД передачи мощности; возможность отключения двигателя от потребителя при запуске и при остановке; наличие тормоза для быстрой остановки несущего винта после посадки; отсутствие влияния деформаций конструкции вертолета на перемещение элементов трансмиссии; обеспечение хорошей смазки и охлаждения трущихся частей агрегатов.

На вертолетах применяют в основном механический привод, характеризующийся высоким КПД, надежностью синхронизации и конструктивной простотой автоматического устройства отключения при остановке двигателя. Возможность использования гидравлического и электрического приводов ограничена из-за роста массы агрегатов трансмиссии.

В систему трансмиссии входят следующие основные элементы: главные редукторы; редукторы двигателей (с угловой передачей в случае горизонтальной установки двигателя); промежуточные редукторы; редукторы хвостовых винтов; муфты включения, сцепления и свободного хода; тормозы несущих винтов; валы (главный, хвостовой, синхронизационные); соединения валов (карданы, шлицевые и эластичные муфты); опоры валов с амортизаторами; подредукторные рамы.

Схема трансмиссии определяется схемой вертолета, числом, типом и расположением двигателей. Схема трансмиссии может изменяться в зависимости от компоновки вертолета.

На рис. 11.1 представлена схема трансмиссии современного одовинтового вертолета с двумя газотурбинными двигателями. Мощность двигателей 1 передается главному редуктору 3, отку-

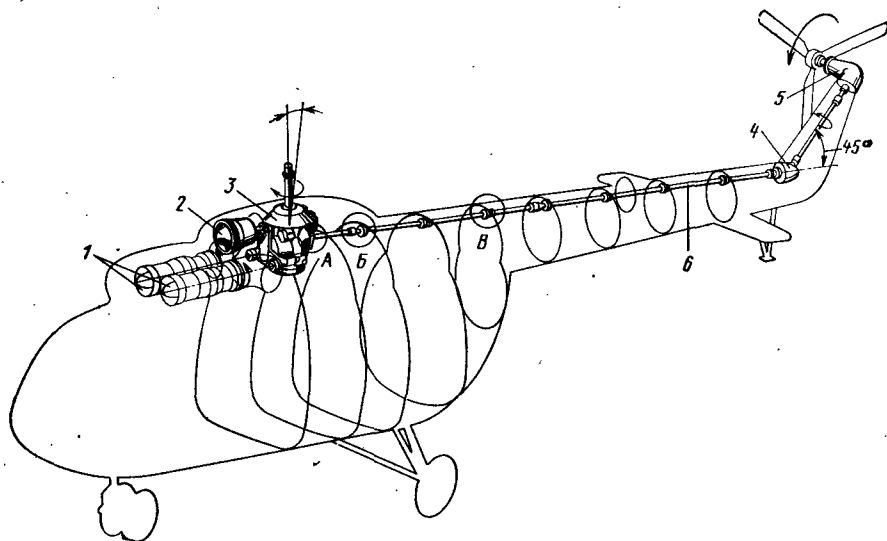


Рис. 11.1. Схема трансмиссии вертолета:

1 — турбовинтовые двигатели; 2 — вентилятор; 3 — главный редуктор; 4 — промежуточный редуктор; 5 — хвостовой редуктор 6 — хвостовой вал

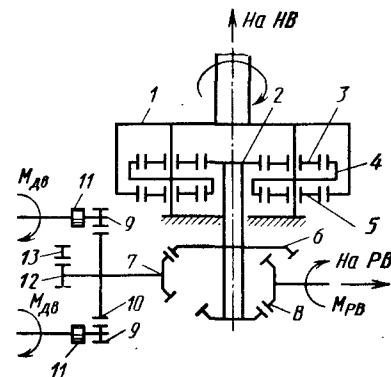
да она распределяется на несущий винт, вентиляционную установку 2, хвостовой винт и на привод агрегатов. Удлиненный хвостовой вал 6 в местах сочленений отдельных участков вместо карданных сочленений имеет шлицевые муфты, позволяющие осуществлять не только угловые, но и продольные перемещения вала.

11.1. КОНСТРУКЦИЯ АГРЕГАТОВ ТРАНСМИССИИ

Редукторы являются наиболее сложными и дорогостоящими агрегатами механической трансмиссии. Они предназначены в основном для изменения частоты вращения на пути от двигателя к НВ и РВ. Наличие потерь мощности в редукторах приводит к нагреву их деталей, особенно шестеренчатых передач. С помощью смазки тепло отводится к стенкам картера редуктора и рассеивается в атмосферу. При небольшой передаваемой мощности, небольших потерях в передаче, хорошем обребнении наружных стенок картера и достаточной циркуляции воздуха вокруг картера специальной системы охлаждения для масла не требуется. Однако с увеличением числа ступеней передач и передаваемой редуктором мощности количество тепла, которое нужно отводить, настолько возрастает, что приходится создавать специальную систему охлаждения масла редукторов, включающую в себя вентиляторы, заборники воздуха, радиаторы, фильтры, насосы, системы управления и т. д.

Рис. 11.2. Кинематическая схема главного редуктора:

1 — корпус сателлитов 2 — ведущая шестерня планетарной ступени; 3 — сателлиты; 4 — зубчатый венец; 5 — шестерня перебора; 6, 7 — вторая ступень (коническая); 8 — шестерни привода хвостового вала; 9, 10 — первая ступень (цилиндрическая); 11 — муфты свободного хода; 12, 13 — привод вентиляционной установки



Главный редуктор предназначен для передачи крутящего момента от двигателя на валы несущего и рулевого винтов и обеспечивает привод вспомогательных агрегатов. Главные редукторы обычно имеют большое передаточное отношение, обусловленное малой частотой вращения НВ и большой частотой вращения свободной турбины двигателя. Они крепятся к силовым шпангоутам фюзеляжа рамой, которая передает на фюзеляж силы и моменты, воспринимаемые картером редуктора.

Редукторы несущих винтов можно разделить на простые (одно- или двухступенчатые с одной или двумя парами цилиндрических или конических зубчатых колес) и планетарные (одно- или двухступенчатые). На тяжелых вертолетах (Ми-26) применяются многопоточные редукторы.

Мощность от вала турбины каждого двигателя через муфты свободного хода передается на цилиндрическое зубчатое колесо (рис. 11.2). Затем при помощи вала она передается на коническую пару зубчатых колес. Через ведомое коническое зубчатое колесо мощность передается на верхнюю часть редуктора, состоящую из двух ступеней планетарных передач, и со второй планетарной ступени — на вал несущего винта.

Редуктор имеет независимую от двигателей масляную систему, приводимую в действие с помощью шестеренчатого насоса, расположенного в нижней части картера редуктора. Масляный насос содержит две ступени: нагнетающую и откачивающую. На выходе из нагнетающей ступени масляного насоса расположены масляный фильтр и редукционный клапан, ограничивающий давление масла в маслосистеме редуктора. Нагретое масло из редуктора поступает в маслорадиатор, где охлаждается до требуемой температуры. В маслоотстойник масло из радиатора поступает при помощи откачивающей ступени масляного насоса. Корпус маслоотстойника имеет внутри перегородку, предназначенную для разделения областей холодного и горячего масла. В верхней части перегородки находится суфлирующее отверстие, а в нижней части — отверстие для сообщения отсеков холодного и горячего масла. Суфлирующее отверстие необходимо для вы-

равнивания давления воздуха в отсеках. В днище корпуса маслоотстойника ввертывается магнитная пробка для улавливания стальных частиц, попавших в масло.

Промежуточный редуктор с угловой передачей используется в приводах несущих и хвостовых винтов. Промежуточный редуктор предназначен для изменения направления привода. Такое изменение обеспечивается парой конических зубчатых колес, передаточное отношение которых обычно близко к единице.

Иногда вместо промежуточного редуктора используется двойной карданный узел, позволяющий изменять направление вала на угол не более 30° при потерях до 6 % передаваемой мощности. При хорошей обдувке карданного узла потоком воздуха дополнительного охлаждения не требуется.

Промежуточный редуктор состоит из картера, стаканов ведущего и ведомого зубчатых колес, суфлера.

Картер изготавливают из алюминиевых и магниевых сплавов. Он имеет две расточки, в которые вставлены стаканы с опорами ведущего и ведомого зубчатых колес. В верхней части картера находятся отверстия для суфлера и масломерной линейки, в нижней его части устанавливается датчик электротермометра, показывающего температуру масла в картере. В самом низу картера расположено сливное отверстие, закрываемое пробкой. В боковой стенке имеется отверстие, предназначенное для осмотра зубчатых колес во время обкатки редуктора на заводе-изготовителе. Поскольку стаканы изготовлены из магниевых сплавов, то для создания надежных опор подшипников в них запрессованы и зафиксированы штифтами стальные обоймы. Усилия от каждого зубчатого колеса воспринимаются тремя подшипниками: два роликовых воспринимают только радиальную нагрузку, а третий — радиально-упорный — только осевую нагрузку. Для того чтобы воспринимать только осевую нагрузку, радиально-упорный подшипник помещен в стакан. Смазывание шестерен у промежуточных редукторов, передающих небольшие мощности, барботажное, т. е. одна из шестерен частично погружена в масло и при вращении создает в картере редуктора масляную эмульсию, обеспечивающую смазывание зубьев колес. Это допустимо при небольших диаметрах шестерен и небольших частотах вращения. С их увеличением требуется принудительная подача масла, струя которого направляется в место контакта вступающих в зацепления зубьев. В промежуточных редукторах тяжелых вертолетов смазывание шестерен осуществляется в основном с принудительной подачей масла, но имеется еще и дублирующая барботажная система, обеспечивающая смазывание шестерен и подшипников в случае отказа основной масло-системы.

Масляный насос приводится в действие от вала ведомой шестерни. Выходящее из насоса масло поступает в маслофильтр,

а из него по каналам в картере и стаканах идет к форсункам для смазки соответствующих узлов. Барботажная масляная система требует наличия специальных карманов, улавливающих масло, сверлений в картере и стаканах, по которым масло подается из карманов ко всем подшипникам редуктора. Для измерения уровня залитого масла в верхней части редуктора имеется масломерная линейка, доступ к которой осуществляется через лючок. Масло в редуктор заливается до верхнего уровня через горловину, закрываемую пробкой. В верхней части редуктора установлен суфлер для стравливания избыточного давления воздуха. Суфлер состоит из ряда лабиринтных ходов, соединяющих полость картера с атмосферой и препятствующих утечке наружу масла в случае пенообразования. Во избежание течи масла вдоль валов их выводы защищены лабиринтными уплотнениями, которые предохраняются от попадания пыли фетровыми сальниками, пропитанными графитовой смазкой. Промежуточный редуктор расположен внутри концевой балки, что затрудняет его охлаждение. Для улучшения охлаждения картер редуктора обребрен не только снаружи, но и изнутри. Жалюзи в верхних и нижних лючках концевой балки способствуют вентиляции места расположения промежуточного редуктора. У тяжелых вертолетов из-за необходимости отвода большого количества тепла, выделяемого во время работы редуктора, естественной обдувки картера потоком воздуха недостаточно. Необходимо иметь принудительный обдув сильно обремененного картера. Поэтому на ведомом валу редуктора устанавливается вентилятор.

Хвостовой редуктор рулевого винта предназначен для изменения направления оси хвостового вала на угол 90° и уменьшения частоты вращения винта. Это осуществляется посредством двух конических шестерен с передаточным числом 1,5—3. Большие значения передаточного числа соответствуют более тяжелым вертолетам. Кроме того, в хвостовом редукторе размещается и механизм управления шагом рулевого винта. На вал редуктора посажен рулевой винт. Хвостовой редуктор состоит из картера, стакана с ведущим зубчатым колесом, крышки с ведомым зубчатым колесом и штока управления рулевым винтом. Картер обычно отливают из дюралюминиевых и магниевых сплавов. Он имеет три цилиндрические расточки, в которые устанавливаются стакан с ведущим зубчатым колесом, крышка с ведомым колесом и узел штока управления рулевым винтом. В картере имеются отверстия под шпильки и резьбовые отверстия для масломерной линейки, термометра, сливной и смотровой пробок. Отвернув смотровую пробку, можно проверять зубья колес.

В хвостовых редукторах легких и средних вертолетов применяется смазка разбрызгиванием, выполненная по тому же

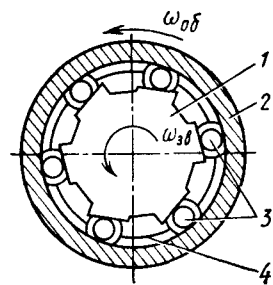


Рис. 11.3. Схема муфты свободного хода:

1 — звездочка; 2 — обойма; 3 — ролики; 4 — сепаратор

на вертолетах применяется система отключения трансмиссии от двигателей для свободного вращения несущего винта в случае отказа двигателей.

Вся мощность для несущего и хвостового винтов, а также для привода вспомогательных агрегатов передается через муфту свободного хода (обгонную муфту).

Муфта свободного хода (рис. 11.3) состоит из наружной обоймы 2 и звездочки 1, между которыми расположен сепаратор 4 с цилиндрическими роликами 3. Сепаратор служит для предотвращения перекосов роликов относительно рабочих поверхностей звездочки и наружной обоймы, а также для обеспечения одновременного включения всех роликов. Сепаратор имеет со стороны наружной обоймы выступы, которые ограничивают ход роликов с сепаратором при включении муфты, упираясь при этом в ограничительные выступы на торце звездочки. В муфте свободного хода ведущей деталью является звездочка, жестко связанная с валом свободной турбины, а ведомой — наружная обойма, связанная с входным валом редуктора.

Муфта свободного хода включается автоматически при вращении звездочки по часовой стрелке в результате заклинивания роликов между рабочими поверхностями звездочки и внутренней поверхностью наружной обоймы при уравнивании частот вращения звездочки и наружной обоймы. Выключение происходит автоматически, когда частота вращения звездочки становится меньше частоты вращения наружной обоймы. Рабочие поверхности звездочки и наружной обоймы выполнены с небольшим конусом для лучшего распределения нагрузки на ролики при деформации обоймы под нагрузкой.

Тормоз несущего винта предназначен для сокращения времени остановки несущего и рулевого винтов. Винт нужно останавливать, так как резкие порывы ветра могут создать на ло-

принципу, что и в промежуточных редукторах. В хвостовых редукторах тяжелых вертолетов имеются две системы смазки: основная — принудительная и дублирующая — барботажная.

Муфта. Трансмиссия вертолета с поршневым двигателем должна иметь муфты сцепления, включения и свободного хода. У вертолетов с газотурбинными двигателями (ТВД) со свободной турбиной муфты сцепления и включения отсутствуют. Муфты включения бывают фрикционные, приводимые в действие по сигналу летчика, или автоматические, включающиеся при определенной частоте вращения турбин двигателя. В целях безопасности

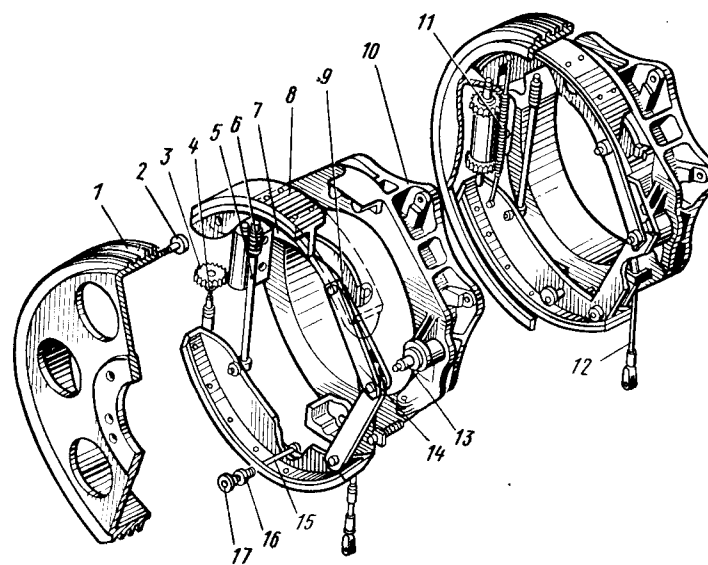


Рис. 11.4. Членение тормоза несущего винта:

1 — барабан тормоза; 2 — винт разжимного рычага тормоза; 3 — маховичок регулировки; 4 — регулировочный винт; 5 — распорный стержень; 6 — пружинная стержня; 7 — тормозная колодка; 8 — фрикционная накладка; 9 — разжимной рычаг; 10 — кронштейн тормоза; 11 — стяжная пружина; 12 — трос управления тормозом; 13 — упорный палец колодки; 14 — звено колодки тормоза; 15 — стержень прижимной чашки; 16 — пружина стержня; 17 — чашка

пастях подъемную силу, которая подбросит лопасти вверх, и при падении на нижние ограничители они могут повредиться или получить такой прогиб, который при медленном вращении создает угрозу удара лопасти о конструкцию вертолета. Иногда расстояние концов лопастей медленно вращающегося винта до земли таково, что возникает опасность и для наземного персонала. Кроме того, тормоз используется для стопорения трансмиссии при стоянке и проведении монтажных и регламентных работ. Для несущих винтов на кардане тормоз не нужен, так как у них лопасти не забрасываются порывом ветра вверх и имеют меньший прогиб благодаря большей жесткости. Тормоз обычно расположен у заднего вывода главного редуктора в месте присоединения быстроходного хвостового вала. Это позволяет уменьшить массу тормоза.

Тормоз может быть ленточного и колодочного типа с механическим управлением. Включение тормоза должно быть плавным, так как рывок может привести к поломке деталей трансмиссии или лопастей. Обычно применяются фрикционные гидравлические тормоза колодочного типа. Основными деталями колодочного тормоза являются кронштейн 10, колодки 7 и ба-

рабан 1 (рис. 11.4). Кронштейн тормоза отлит из алюминиевого сплава и крепится к корпусу главного редуктора. Торможение осуществляется прижатием фрикционных колодок к тормозному барабану, который крепится к фланцу хвостового вала. Колодки подвешены на шарнирных звеньях 14, что дает возможность самоустанавливания относительно барабана и обеспечивает их равномерный износ. В правильно отрегулированном тормозе зазор между внешней поверхностью фрикционной накладки 8 в расторможенном состоянии и поверхностью тормозного барабана составляет 0,2—0,3 мм.

Валы, их соединения и опоры. Валы, соединяющие двигатель с редукторами несущих винтов или редуктор несущего винта с хвостовым редуктором, делают обычно быстроходными. Частота вращения их близка к частоте вращения двигателя. Длина вала и расстояние между опорами должны быть такими, чтобы не было резонанса изгибных колебаний вала во всем диапазоне рабочих частот. Валы выполняются точеными из поковок и соединяются между собой посредством шлиц, болтов и фланцев. Для изменения длины вала вводятся скользящие шлицевые соединения или упругие пластинчатые муфты. Соединения валов, кроме глухих болтовых, шлицевых и фланцевых, обязательно выполняются в виде соединительных муфт и карданов. Муфты применяются при отсутствии перекосов вала или при незначительных перекосах, не превышающих 1—2°. По сравнению с муфтами карданы допускают значительно большие перекосы вала, достигающие 5—7° и более. Кроме того, для соединения валов применяются эластичные муфты, позволяющие не только компенсировать отклонения вала, но также часть его крутильных колебаний. Применяя такие муфты, в системе трансмиссии можно получить нужные собственные частоты крутильных колебаний системы и избежать резонанса. Пластинчатые муфты устанавливают на валах, где исключена возможность появления крутильных колебаний. Муфта представляет собой два фланца, между которыми установлен набор тонких стальных пластин с отверстиями под болты, с помощью которых стягивается весь пакет. Фланцы служат для соединения муфты с агрегатами трансмиссии и участками хвостового вала. По массе они легче шлицевых и эластичных муфт. Опоры валов выполняются на шарикоподшипниках. Опоры нужно обязательно амортизировать резиновыми втулками на болтах, крепящих обоймы, или резиновыми кольцами в обоймах подшипников, для того чтобы возможные биения валов не жестко передавались на подшипники опор и конструкцию вертолета. Амортизация опор смягчает действие переменных сил, которые могут возникнуть в опорах из-за неточности монтажа или допущенных перекосов частей валов, и удлиняет срок службы подшипников. Шарикоподшипники в опоре должны быть самоустанавливающимися, но при наличии ре-

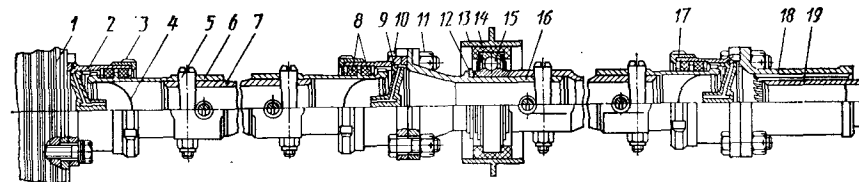


Рис. 11.5. Схема хвостового вала трансмиссии:

1 — барабан тормоза несущего винта; 2, 18 — стаканы; 3, 11 — гайки; 4 — заглушка; 5, 10 — болты; 6 — стальной наконечник; 7 — труба хвостового вала; 8, 12 — уплотнительное и упорное кольца; 9 — фланец шлицевой муфты; 13 — опора вала; 14 — резиновая обойма опоры; 15 — шариковый подшипник; 16 — посадочная поверхность; 17 — полукольца; 19 — шлицевой наконечник

зиновых прокладочных колец можно ставить и обычные шарикоподшипники.

Хвостовой вал предназначен для передачи крутящего момента от главного редуктора через промежуточный и хвостовой редукторы к рулевому винту. Главный и промежуточный редукторы соединяются между собой длинной горизонтальной частью хвостового вала, а промежуточный и хвостовой редукторы — наклонной концевой частью вала. Хвостовой вал состоит из нескольких труб, соединенных между собой с помощью шлицевых муфт или карданов (рис. 11.5). Хвостовой вал имеет опоры, на которых он устанавливается на вертолете. Опоры крепятся к шпангоутам фюзеляжа хвостовой и концевой балок. В опоре хвостового вала имеется гнездо, в котором на резиновой обойме монтируется радиальный шарикоподшипник. Резиновая обойма предназначена для компенсации перекосов, возникающих из-за неточности установки опор, а также является амортизирующим элементом, воспринимающим поперечные колебания вала. Шлицевая муфта состоит из наружного стакана, внутри которого нарезаны длинные шлицы, и внутреннего наконечника с короткими бочкообразными шлицами. Полость шлиц уплотнена резиновыми кольцами. Шлицевое соединение муфты компенсирует возможные перекосы отдельных участков труб и неточности в длинах труб и пролетов между опорами в хвостовой балке. Оно также компенсирует разность температурных удлинений хвостового вала, хвостовой балки вертолета и деформации вала от действия аэродинамических и инерционных сил на балку. Шлицевые муфты заполняются смазкой при помощи шприца через отверстия, просверленные в наружном фланце муфты.

Для компенсации монтажных перекосов применяются также карданы. Они имеют скользящие шлицы, предназначенные для компенсации отклонений по длине фюзеляжа, хвостовой балки и хвостового вала в процессе сборки, а также для устранения разницы температурного расширения этих узлов, изготовленных из различных материалов.

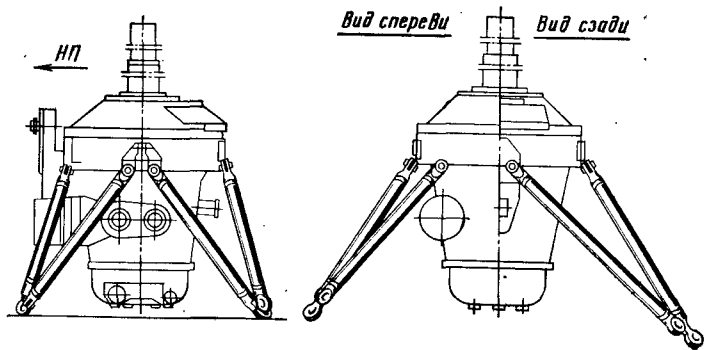


Рис. 11.6. Крепление главного редуктора

Подредукторная рама. Редуктор закрепляют на вертолете с помощью подредукторной рамы, воспринимающей статические и переменные динамические нагрузки, возникающие в полете. Рама состоит из трубчатых подкосов, на концах которых расположены узлы крепления типа V-образных вилок. Каждая вилка крепится к двум узлам на картере главного редуктора и к одному узлу на фюзеляже (рис. 11.6). Подкосы могут быть регулируемыми и нерегулируемыми. Для того чтобы вибрации несущей системы вертолета не передавались на фюзеляж или передавались в меньшей степени, в узлах крепления ставят амортизаторы.

11.2. НАГРУЗКИ И ПРОЧНОСТЬ ТРАНСМИССИИ

Основная нагрузка в трансмиссии — передаваемый ею крутящий момент. Его величина определяет схему редуктора, число ступеней, размеры его шестерен, подшипников и валов. Проектирование и расчет редуктора — специфическая задача, решаемая соответствующими специалистами. В данном учебнике она не рассматривается.

Характерной особенностью системы двигатель — трансмиссия — винт является необходимость устранения резонансов ее крутильных колебаний. С этой целью проводятся расчеты собственных частот крутильных колебаний и экспериментальная их проверка на опытном вертолете перед началом полетов. Практика показывает, что нельзя оставлять без внимания различные ответвления системы — приводы агрегатов (насосов, генераторов и т. п.). По результатам расчетов и испытаний принимают решения по изменению параметров системы (в основном крутильных жесткостей валов) и установке гасителей колебаний (аналогичных рассмотренным в гл. 6 и др.). Также анализируют изгибные колебания валов, входящих в трансмиссию. Обяза-

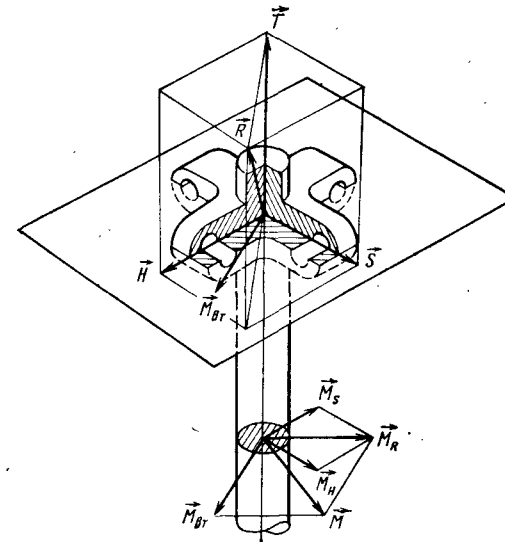


Рис. 11.7. Изгибающий момент вала несущего винта

тельно определяют критические угловые скорости вращения. В соответствии с НЛГВ они должны быть выше рабочих не менее чем на 20 %. Ведутся исследования по применению закритических валов, т. е. валов, угловая скорость которых выше критической. Такие валы меньше по массе, так как передаваемой мощности N соответствует меньший крутящий момент, который обратно пропорционален круговой частоте вращения вала $\omega_{\text{вала}}$: $M_{\text{кр}} = N / \omega_{\text{вала}}$. Однако значительные трудности возникают из-за необходимости обеспечить успокоение колебаний вала при прохождении в процессе раскрутки или торможения критического значения частоты вращения. Для этого устанавливают специальные демпферы колебаний.

Для вала несущего винта возникает задача обеспечения его ресурса под действием сил и моментов, создаваемых несущим винтом (рис. 11.7). На вал передается сила тяги винта \vec{T} , т. е. составляющая суммарной силы на винте \vec{R} , направленная вдоль его оси. Она вызывает в поперечных сечениях нормальные напряжения. На вал передаются также и другие составляющие силы \vec{R} — продольная \vec{H} и боковая \vec{S} силы винта. Они приложены в центре втулки перпендикулярно валу, соответственно вдоль и поперек фюзеляжа. Эти силы вызывают изгибающий момент и соответствующие нормальные напряжения. Кроме сил (даже при наличии ГШ и ВШ) на втулке возникают моменты $M_{\text{вт}}$, также изгибающие вал. Возникающие от действия этих компонентов сил и моментов напряжения содержат как постоянную, так и переменную составляющие. Переменная состав-

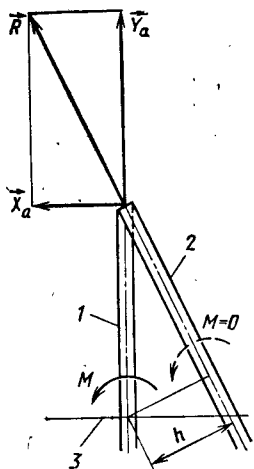


Рис. 11.8. Зависимость изгибающего момента от угла наклона вала винта:

1, 2 — два положения вала; 3 — сечение, в котором определяется момент; h — плечо равнодействующей R ; X_a , Y_a — пропульсивная и подъемная силы и сила тяги винта

ляющая характерна и для указанной ранее нагрузки — крутящего момента. Совместное действие переменных нормальных и касательных (от крутящего момента) напряжений вызывает усталостную повреждаемость. Нагружение вала существенно зависит от скорости полета и центровки вертолета. Одним из эффективных средств снижения усталостной повреждаемости является выбор оптимального угла заклинивания вала винта относительно фюзеляжа. Постоянная составляющая продольной силы создает изгибающий момент, вызывающий в данной точке вращающегося вала переменные напряжения, изменяющиеся с частотой 1 раз за оборот (см. рис. 11.7), так как при вращении точка переходит из сжатой зоны в растянутую и затем наоборот. При большой продольной силе эти напряжения могут оказаться определяющими. Для заданного режима полета сила R сохраняет свое положение в скоростной системе координат. Сила H как компонент силы R в плоскости, перпендикулярной к оси вала винта, изменяется при изменении его наклона (рис. 11.8). При некотором наклоне она становится равной нулю. Соответственно исчезают и указанные переменные напряжения.

Таким образом, вал несущего винта рассчитывают на действие переменных изгибающих моментов и крутящего момента. Их величины определяют с учетом указанных факторов по материалам аэродинамического расчета, а соответствующие напряжения — по обычным формулам сопротивления материалов.

В трансмиссии рулевого винта наибольшие нагрузки возникают при резкой даче педалей на режиме висения. При этом к большому крутящему моменту, соответствующему большой тяге рулевого винта, необходимой для компенсации реактивного момента несущего винта (наибольшего на режиме висения), добавляется дополнительный момент. Он определяется не только как результат увеличения углов установки лопастей, а следовательно, и углов атаки их сечений, но и как следствие быстрого изменения нагрузки, т. е. динамического нагружения. Дачи педалей могут привести к большим крутящим моментам в трансмиссии и при полете с поступательной скоростью, особенно при наличии скольжения вертолета.

По максимальным значениям крутящего момента по обычной формуле сопротивления материалов находят касательные напряжения в сечениях вала и сравнивают их с допустимыми, определенными по опыту создания и эксплуатации ранее построенных вертолетов.

Нагрузки на подредукторную раму определяются силами и моментами несущего винта, массовыми силами, действующими на редуктор, и реактивным моментом от двигателя. Эти нагрузки вызывают растяжение-сжатие стержней подредукторной рамы. Силы в стержнях и нагрузки на узлы крепления к фюзеляжу определяются методами расчета статически неопределимых систем. Число стержней подредукторной рамы — восемь, что на два превышает необходимое для закрепления редуктора. Поэтому она дважды статически неопределима.

Контрольные вопросы

1. Как обеспечивается охлаждение редукторов трансмиссии?
2. Объясните назначение муфты свободного хода.
3. Почему тормоз несущего винта расположен на быстроходном валу трансмиссии?
4. Перечислите виды соединений хвостового вала трансмиссии.
5. Перечислите основные требования по прочности, предъявляемые к элементам трансмиссий.
6. Как нагружен вал несущего винта?

ГЛАВА 12

ВЗЛЕТНО-ПОСАДОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

Взлетно-посадочные устройства (шасси) служат для стоянки и передвижения вертолета по земле при разбеге перед взлетом, пробеге после посадки, рулежке и буксировке. Шасси воспринимает нагрузки, действующие на вертолет при посадке и передвижении по земле. В соответствии с этим оно должно иметь устройство, воспринимающее удар о землю при посадке. Для этой цели шасси кроме колес снабжаются амортизаторами.

К шасси предъявляются следующие требования: обеспечение свободного, устойчивого и управляемого передвижения вертолета по земле при разбеге, пробеге и рулежке; поглощения ударов при посадке и передвижении по земле; демпфирования колебаний типа земного резонанса. Кроме того, шасси должно иметь минимальное лобовое сопротивление (если оно не убирается в полете), а высота шасси при полном обжатии амортизатора и пневматика должна обеспечивать зазор между нижней точкой фюзеляжа и другими агрегатами от поверхности земли не менее 160 мм.

12.1. КОНСТРУКТИВНО-СИЛОВЫЕ СХЕМЫ ШАССИ

Выбор конструктивно-силовой схемы шасси определяется эксплуатационными требованиями, предъявляемыми к вертолету, компоновкой и массой вертолета, а также требованиями аэродинамики. Шасси может быть колесным, ползковым, поплавковым, лодкой и т. д. Чаще всего на вертолетах применяется колесное шасси. На стоянке вертолет имеет четыре точки опоры, расположенные симметрично относительно оси фюзеляжа (четыреколесное шасси), либо три точки опоры: две опорные точки расположены симметрично относительно оси фюзеляжа вертолета — это главные опоры шасси, третья опорная точка располагается по оси фюзеляжа вертолета — это хвостовая или передняя (носовая) опора шасси. Главные опоры шасси помещаются вблизи центра тяжести вертолета, а третья его опора — на значительном удалении от центра тяжести. При расположении главных опор шасси впереди центра тяжести вертолета, а третьей опоры в его хвостовой части система носит название — шасси с хвостовым колесом. Если колеса главных опор располагаются позади центра тяжести, то его третья опора (или две опоры) устанавливается под носовой частью вертолета, а система носит название — шасси с передним или носовым колесом. У вертолетов одновинтовой схемы на конце хвостовой балки устанавливается предохранительная опора с амортизацией в целях предохранения от удара промежуточного редуктора и хвостового винта о землю при посадке вертолета на авторотации.

Колеса главных опор шасси выполняются неориентирующимися, с тормозами, которые служат для сокращения длины пробега вертолета после посадки и при опробовании двигателей на стоянке. На палубных вертолетах применяются дисковые тормоза или тормоза камерного типа, имеющие одинаковый тормозной момент при нагрузках на вертолет вперед и назад. Колесные тормоза имеют разный момент трения в зависимости от направления приложения усилия. На стойках шасси предусматриваются узлы для буксировки и привязки вертолета. Носовое (хвостовое) колесо делается самоориентирующимся. В результате свободной ориентации колеса на передней стойке шасси могут возникнуть поперечно-крутильные автоколебания — «шимми», происходящие в результате взаимодействия сил со стороны взлетно-посадочной полосы, инерционных и упругих сил конструкции. Явление шимми можно устранить установкой на передней стойке шасси двух колес с выносом их оси вращения назад по отношению к оси амортизатора. Если величина демпфирования поперечных колебаний стойки шасси будет меньше потребной, то устанавливается специальный

демпфер шимми. На вертолетах применяется, как правило, колесное шасси с носовым колесом.

Основные параметры шасси с носовым колесом (рис. 12.1) [5]: расстояние от переднего колеса до центра тяжести вертолета — a ; расстояние от колес главных опор шасси до центра тяжести вертолета — b , база — c , колея — B , угол опрокидывания — θ , высота шасси — h , противокапотажный угол — γ .

Расстояние от колес главных опор шасси до центра тяжести вертолета выбирают исходя из того, что на эти колеса должно приходиться 85—90% массы вертолета. Такое распределение нагрузки обеспечивает продольную устойчивость вертолета и путевое управление при маневрировании. Кроме того, величина b должна быть такой, чтобы вертолет при загрузке через грузовой люк, посадке на главные колеса и движении по земле не опрокидывался на хвостовую опору. Если база c мала, то на рулежке вертолет сильно раскачивается в продольной плоскости. Если база c велика, то на носовую опору шасси будет приходиться очень малая нагрузка и пробег после посадки будет неустойчивым. Минимально необходимая колея шасси B определяется с учетом поперечной устойчивости вертолета. При большой колее вертолет становится чувствительным к ударам в колеса главных опор шасси вследствие возрастания момента рыскания, при малой — не обеспечивается поперечная устойчивость вертолета. Угол опрокидывания θ определяется из условия безопасности посадки вертолета на режиме авторотации. Угол, образованный перпендикуляром, опущенным из центра тяжести вертолета на линию, соединяющую точки прикосновения носового колеса и одного из колес главных опор шасси, и вертикалью, опущенной из центра тяжести, называется *противокапотажным углом* γ . Он выбирается таким, чтобы исключить боковое опрокидывание вертолета ($\gamma > 35...40^\circ$). Кроме колесного шасси, на легких вертолетах применяют ползковое шасси. Оно имеет простую конструкцию, меньшую массу и меньшее аэродинамическое сопротивление, чем колесное шасси. К недостаткам ползкового шасси следует отнести невозможность посадки вертолета с пробегом и взлета с разбегом, а также маневрирования по земле. Для перемещения по земле на каждом ползке устанавливают по одному колесу на кривошипном механизме. Колесо устанавливают так, чтобы при повороте кривошипа оно опускалось ниже ползца. После выполнения этой операции вертолет можно передвигать по земле. Амортизация в таком шасси происходит за счет изгиба подкосов, крепящих ползцы к фюзеляжу. Эти подкосы используются в качестве рессор.

Для посадки вертолета на воду нижнюю часть фюзеляжа вертолета выполняют в виде лодки, форму и сечение которой определяют из условия минимального сопротивления при раз-

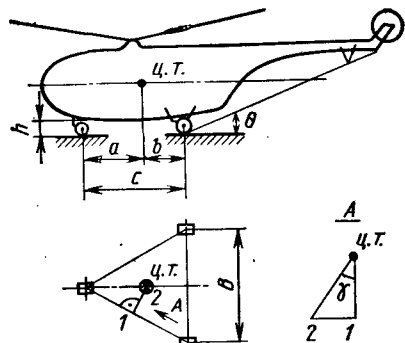


Рис. 12.1. Основные параметры шасси одновинтового вертолета с носовым колесом

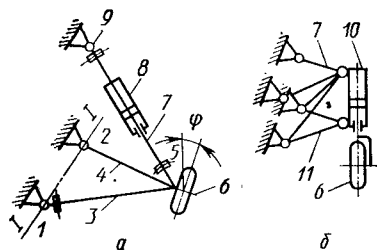


Рис. 12.2. Силовая схема ферменного шасси:

a — пирамидального типа; *б* — с вертикальной стойкой; 1, 2 — узлы крепления к фюзеляжу; 3 — балка; 4, 7 — стержни фермы; 5, 9 — карданные узлы; 6 — ось колеса; 8 — амортизатор; 10 — стойка основного шасси с амортизатором; 11 — подкос

беge и отрыве от водной поверхности. Для обеспечения поперечной устойчивости по бокам фюзеляжа устанавливают поплавки. Лодки и поплавки — герметичны и имеют изолированные друг от друга герметичные отсеки для обеспечения требуемой плавучести и устойчивости при повреждении днища лодки или поплавков. Посадка на суше осуществляется на колесное шасси. В поплавках устанавливают главные опоры шасси, а на лодке — хвостовую опору. Для устранения пикирующего момента и рыскания при посадке на воду и уменьшения гидравлического сопротивления при перемещении по воде главные опоры шасси убираются в поплавки и выпускаются при посадке вертолета на сушу. Для аварийной посадки вертолета на воду применяют баллоны, которые заполняются воздухом в момент касания водной поверхности. Аварийные баллоны обеспечивают надежную плавучесть и устойчивость на поверхности воды.

Конструкция шасси зависит от положения колеса относительно узла подвески опоры на фюзеляже или крыле, места уборки, длины опоры стойки и кинематической схемы уборки. Опоры шасси могут быть ферменной, балочной или рычажной конструкции.

Обычно на вертолетах с неубирающимся шасси основные опоры по конструктивно-компоновочным соображениям выполняют в виде ферменной конструкции (рис. 12.2, *a*). Ферменная силовая схема состоит из трех стержней. Балка 3 и стержень 4 шарнирно прикрепляются к силовым элементам нижней части фюзеляжа в узлах 1, 2. Они воспринимают боковые и лобовые

нагрузки от колеса. Кинематическая энергия вертолета воспринимается при посадке амортизатором 8, встроенным в третий стержень фермы 7. Обычно плоскость стержня с амортизатором перпендикулярна оси вращения нижних стержней. Поэтому для того чтобы стержень при обжатии амортизатора нагружался только продольной силой, на его обоих концах установлены карданные узлы 5, 9. При обжатии амортизатора ось *б* колеса перемещается по дуге окружности. Чтобы в конце обжатия колесо имело максимальную площадь контакта с грунтом, оно в необжатом состоянии должно иметь угол развала ϕ . Угол развала не должен превышать величину, при которой возможен срыв протектора в процессе обжатия амортизатора за счет боковой силы при изменении колеи шасси. Шток амортизатора воспринимает только осевые силы, что создает благоприятные условия работы уплотнений. Недостатками такой конструкции являются боковые перемещения колеса и дополнительная нагрузка на амортизатор вследствие наклонного положения стойки.

В ферменном шасси с вертикальной стойкой (см. рис. 12.2, *б*) при обжатии амортизатора плоскость колеса не меняет своего положения, поэтому условия работы пневматика более благоприятные, чем в предыдущей схеме. Шток амортизатора, помимо осевой нагрузки, воспринимает также и поперечные силы, которые вызывают неравномерную выработку уплотнений амортизатора.

Балочная схема главного шасси применяется в тех случаях, если компоновка планера вертолета позволяет отказаться от ферменной конструкции шасси. Балочная конструкция стойки шасси представляет собой консольную балку, нагружаемую в верхней части большим изгибающим моментом (рис. 12.3). В целях разгрузки стойку подкрепляют подкосами, за счет которых существенно уменьшается корневой изгибающий момент. Подкосы чаще всего являются элементами механизма уборки и выпуска шасси.

Основным отличием балочного шасси (помимо его компактности) является нагружение штока амортизатора, который воспринимает не только осевую, но и продольную и поперечную силы. Поэтому при определенном соотношении между выносом колеса относительно узла крепления шасси к фюзеляжу и расстоянием между буксами при полностью выпущенном штоке возможно заклинивание амортизатора из-за большого момента трения в буксах. Для исключения поворота колеса относительно амортизационной стойки устанавливается шлиц-шарнир 3. При отсутствии нагрузки на колесо угол α между звеньями шлиц-шарнира должен быть меньше 150° для исключения заклинивания шлиц-шарнира при обжатии амортизатора. Балочное шасси применяют только в том случае, когда точка опоры

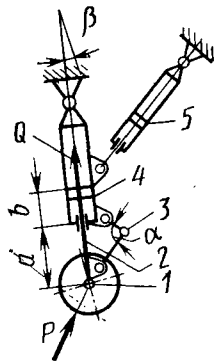


Рис. 12.3. Силовая схема балочного шасси:

P — усилие на колесо; Q — усилие на шток; β — угол выноса колеса; 1 — ось колеса; 2 — шток; 3 — шлицшарнир; 4 — амортизатор; 5 — цилиндр уборки

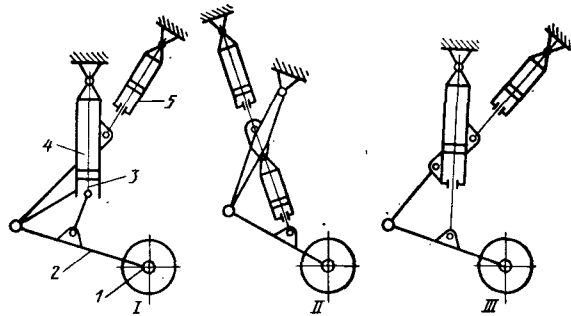


Рис. 12.4. Силовая схема рычажного шасси:

1 — ось колеса; 2 — рычаг; 3 — шток; 4 — амортизатор; 5 — цилиндр уборки

колеса вынесена вперед относительно узла крепления опоры шасси. Если точка опоры колеса смещена по отношению к узлам крепления стойки назад, то использовать балочную схему невозможно, так как это может привести к заклиниванию амортизатора под действием сил трения колеса о грунт или, в общем случае, при действии лобовых сил.

В таких случаях и при необходимости уменьшить высоту опоры шасси применяют рычажную подвеску (рис. 12.4). Рычажное шасси может иметь три кинематические схемы: I — амортизатор расположен внутри стойки — шток разгружен от поперечных и продольных нагрузок; II — амортизатор вынесен из стойки шасси и воспринимает только осевые нагрузки; III — амортизатор воспринимает осевую силу и изгибающий момент. Эта схема целесообразна при небольшом ходе штока. Шасси с рычажной подвеской обладает эксплуатационными преимуществами. Более выгодной в компоновочном отношении является схема II, так как позволяет уменьшить высоту шасси, но она более тяжелая.

12.2. АМОТИЗАЦИЯ ШАССИ ВЕРТОЛЕТА

Амортизация шасси предназначена для поглощения кинетической энергии ударов при посадке и встрече с неровностями почвы во время движения по земле.

Сущность амортизации состоит в том, что кинетическая энергия вертолета расходуется на «деформирование» аморти-

зационной системы (амортизаторов и пневматиков) и конструкции вертолета (шасси, фюзеляжа).

Эксплуатационная работа A^o затрачивается внешними силами на деформацию пневматиков колес и амортизаторов. Таким образом, чем больше суммарное обжатие амортизатора и пневматика, тем меньшее усилие действует на конструкцию вертолета при одном и том же ударе. Амортизация должна поглощать эксплуатационную работу с заданной перегрузкой при некотором запасе хода (приблизительно 10% полного обжатия как амортизатора, так и пневматика). При этом эксплуатационная перегрузка должна быть малой, а максимальное усилие достигаться в конце хода амортизации. Амортизация должна поглощать возможные колебания от повторных ударов, не допускать резкой отдачи на обратном ходе, а также отрыва колеса от земли.

В качестве поглотителя кинетической энергии используют амортизаторы и авиационные колеса. Для всех типов амортизаторов обязательно наличие упругого и демпфирующего элементов. Назначение упругого элемента амортизации — аккумулярование части воспринимаемой кинетической энергии, для того чтобы восстановить исходное рабочее состояние амортизатора. Демпфирующий элемент должен поглощать кинетическую энергию, превращать ее в тепло и рассеивать в окружающую среду. Упругими элементами амортизации могут быть воздух, пружины, резина и т. д. Кроме того, упругими элементами амортизации являются авиационные колеса шасси. Демпфирующими элементами амортизации являются дроссельные устройства и силы трения. В зависимости от применяемых упругих и демпфирующих элементов можно выделить следующие типы амортизаторов: жидкостно-газовые, пружинные, пружинно-жидкостные, пружинно-фрикционные, упруго-жидкостные. На вертолетах в основном применяются жидкостно-газовые и пружинные амортизаторы.

В жидкостно-газовых амортизаторах одновременно работают газ (азот) и жидкость (АМГ-10). При обжатии амортизатора жидкость с большой скоростью протекает по калиброванным отверстиям, которые при этом создают гидравлическое сопротивление. В результате трения часть кинетической энергии удара переходит в тепло. Азот аккумулирует энергию на прямом ходе амортизатора, обеспечивая обратный ход после поглощения амортизатором энергии удара.

Рассмотрим принцип работы плунжерного амортизатора с клапаном торможения на обратном ходе (рис. 12.5). Цилиндр крепится к конструкции вертолета, а на нижний конец штока передается усилие, действующее на колесо. Объем цилиндра A заполнен азотом под давлением. Полости B и B заполнены жидкостью АМГ-10. При ударе колеса о землю шток движется

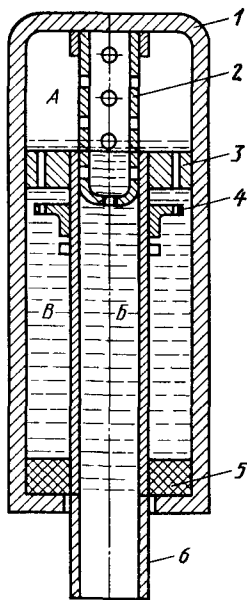


Рис. 12.5. Схема работы амортизатора:

1 — цилиндр; 2 — плунжер; 3 — букса; 4 — клапан обратного хода; 5 — уплотнение; 6 — шток

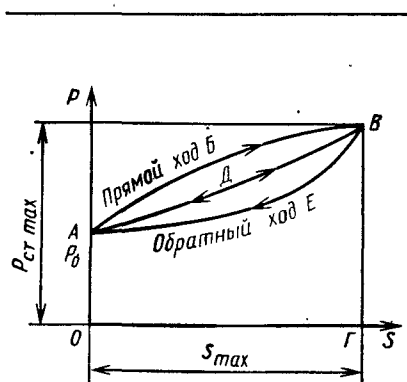


Рис. 12.6. Диаграмма работы жидкостно-газового амортизатора

вверх. В результате движения штока жидкость перемещается из полости *Б* в полость *В* через отверстия в буксе 3, отжимая клапан 4, и в полость *А* через отверстия в плунжере. При обратном ходе шток под давлением газа идет вниз, а жидкость из полости *В* перетекает в полость *Б*. При этом клапан 4 прижимается к верхней буксе и перекрывает часть отверстий прямого хода, увеличивая гидравлическое сопротивление отверстий. На вытеснение жидкости из полости *Б* в полость *В* и обратно затрачивается механическая работа (на преодоление гидравлического сопротивления отверстий). Эта работа переходит в тепловую энергию, рассеивающуюся в атмосферу. Таким образом, работа внешних сил в жидкостно-газовом амортизаторе затрачивается на преодоление трения в опорных буксах и уплотнительных манжетах. Работа жидкостно-газового амортизатора иллюстрируется диаграммой (рис. 12.6).

Отрезок *ОА* определяет величину предварительного осевого усилия P_0 , которое называется *величиной предварительной загрузки амортизатора*. Благодаря ей уменьшается ход и повышается коэффициент полноты диаграммы работы амортизатора

$$\eta = \frac{F_{OABVGO}}{(P_{ст}S)_{max}}$$

где F_{OABVGO} — работа, поглощенная амортизатором на прямом ходе. Изменение давления жидкости при обжатии амортизатора

на прямом ходе характеризуется кривой *АВВ*. На характер этой кривой влияет величина площади проходных отверстий, которые подбираются так, чтобы площадь *OABVGO* соответствовала заданной работе и точки кривой *АВВ* не лежали выше ее последней точки *В*, т. е. усилие в амортизационной стойке должно быть наибольшим в конце хода поршня. Процесс сжатия азота близок к адиабатическому (происходит без отвода тепла). Площадь *OADVGO* представляет собой работу внешних сил, затраченную на сжатие азота, а площадь *ABBEA* определяет работу амортизатора, превращенную в тепло, и характеризует гистерезис амортизатора. Чем больше гистерезис амортизатора, тем скорее погаснут вертикальные колебания вертолета при посадке. Площадь *OAEBVGO* определяет работу, которая возвращена вертолету при обратном ходе амортизатора. Амортизаторы, у которых амортизирующими материалами является резина в виде ползков или пластин, а также сталь в виде рессор или пружин, обладают малым гистерезисом, а следовательно, энергия сжатого амортизатора, непревращенная в тепло, будет почти полностью отдаваться обратно.

Одной из основных трудностей, возникающих при проектировании шасси вертолета, является обеспечение необходимого демпфирования амортизационной стойки. Если размеры отверстий, через которые протекает гидросмесь при работе амортизатора, выбирать с учетом условий земного резонанса, то, как правило, работа амортизатора при посадке будет неудовлетворительной (слишком большие усилия при ударе о землю). Если же выбирать их исходя из условий посадки, то получится слишком малое демпфирование при поперечных колебаниях вертолета, недостаточное для устранения земного резонанса. Эту трудность можно преодолеть увеличением демпфирования на обратном ходе амортизатора, установкой специальных клапанов в конструкции амортизатора, а также созданием двухкамерных амортизаторов.

Первый из этих способов является наиболее простым и заключается в том, что размеры отверстий, через которые протекает гидросмесь на прямом ходе амортизатора выбираются с учетом условий посадки, а размеры отверстий, через которые гидросмесь протекает на обратном ходе амортизатора, — из условий земного резонанса. Это возможно потому, что при колебаниях вертолета в каждый момент времени одна из амортизационных стоек (правая или левая) работает на обратном ходе. Поэтому нужный коэффициент демпфирования вертолета при земном резонансе может быть обеспечен одним лишь демпфированием на обратном ходе амортизатора. Однако увеличивать демпфирование на обратном ходе можно лишь в известных пределах. Чрезмерное увеличение (очень малые отверстия) приводит к очень медленному «выходу» амортизационных стоек

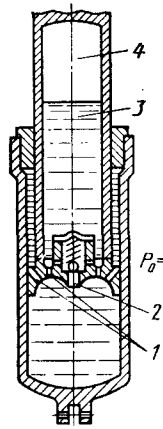


Рис. 12.7. Амортизатор с редукционным клапаном и диаграмма его работы:

1 — отверстия для демпфирования земного резонанса; 2 — редукционный пружинный клапан; 3 — жидкость АМГ-10; 4 — азот; P — усилие на штоке амортизатора; S — ход штока амортизатора

из обжатого состояния после удара при посадке. Поэтому, если вертолет по условиям эксплуатации должен совершать посадки с пробегом по неровному грунту, когда после первого удара о землю могут последовать дальнейшие толчки, такой способ увеличения демпфирования может оказаться неприемлемым.

Второй способ не имеет указанного недостатка и заключается в том, что в амортизаторе устанавливают специальный пружинный клапан, который открывается только тогда, когда усилие сжатия в амортизаторе превосходит (при ударе о землю) некоторое критическое значение $P_{ам}^{кр}$. При $P_{ам} < P_{ам}^{кр}$ работают отверстия, размеры которых выбраны из условий земного резонанса, а при $P_{ам} > P_{ам}^{кр}$ работают дополнительно отверстия большого диаметра, размеры которых выбираются из условий ограничения перегрузки при посадке.

Схема такого амортизатора и диаграмма его работы приведены на рис. 12.7.

Двухкамерный амортизатор имеет камеру низкого давления, цилиндр которой является штоком камеры высокого давления (рис. 12.8). Эти камеры обеспечивают устранение поперечных колебаний и амортизацию вертолета. Кроме того, камеры низкого давления делают шасси более «мягкими» при рулении вертолета.

Амортизатор высокого давления предназначен в основном для поглощения энергии удара при посадке и имеет характеристику, как у обычных амортизаторов. Основная особенность амортизатора высокого давления в том, что при малых нагрузках на шасси он не работает, а стоит на упорах, соответствующих полному выходу штока.

Амортизатор низкого давления предназначен для работы при малых нагрузках на шасси.

Важным фактором, с которым следует считаться при проектировании шасси, является наличие у всякого амортизатора усилия предварительной затяжки, т. е. усилия, при котором амортизатор начинает работать. Для вертолетного шасси же

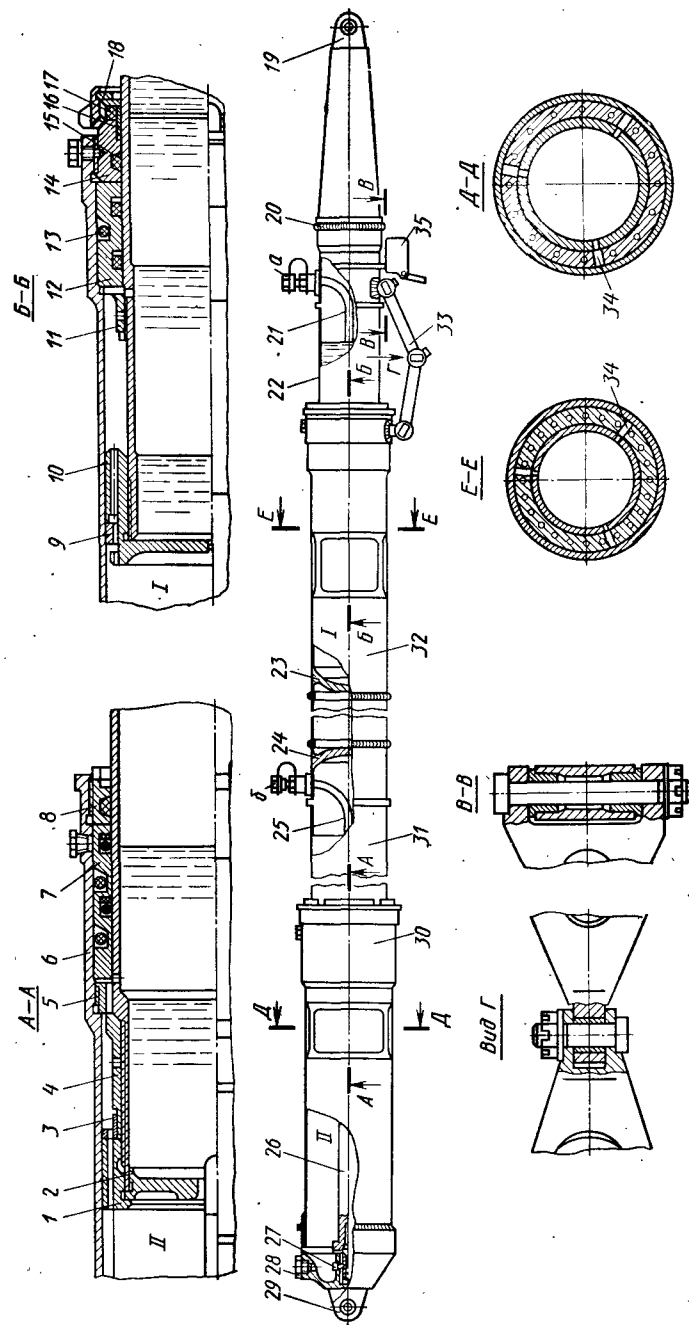


Рис. 12.8. Конструкция двухкамерного жидкостно-газового амортизатора главной стойки шасси:

1 — камера низкого давления; 2 — мембрана; 3 — камера высокого давления; 4 — упорная втулка; 5, 8, 11, 14 — гайки; 6 — корпус цилиндра высокого давления; 7, 10, 12 — бусы; 13 — уплотнительное кольцо; 15 — sleeve; 16 — sleeve; 17 — амортизатор; 18 — стопорное кольцо; 19 — стопорное кольцо; 20 — стопорное кольцо; 21 — стопорное кольцо; 22 — стопорное кольцо; 23 — стопорное кольцо; 24 — стопорное кольцо; 25 — стопорное кольцо; 26 — стопорное кольцо; 27 — стопорное кольцо; 28 — стопорное кольцо; 29 — стопорное кольцо; 30 — стопорное кольцо; 31 — стопорное кольцо; 32 — стопорное кольцо; 33 — стопорное кольцо; 34 — стопорное кольцо; 35 — стопорное кольцо

лательно иметь как можно меньшее усилие предварительной затяжки P_0 , поскольку при большой тяге несущего винта усилия на шасси уменьшаются, и при $P < P_0$ амортизаторы не работают. При этом может развиваться земной резонанс с неработающими амортизаторами на упругих пневматиках, практически лишенных демпфирования. Для вертолетных шасси характеристики стойки выбирают так, чтобы усилие предварительной затяжки составляло не более 10% стояночной нагрузки на амортизатор при нулевой тяге несущего винта.

12.3. НАГРУЖЕНИЕ ШАССИ И РАСЧЕТ ЕГО НА ПРОЧНОСТЬ

Силы, действующие на шасси при посадке, определяются прежде всего вертикальной V_y и горизонтальной V_x составляющими скорости вертолета в момент касания земли. Как показывает практика, при нормальной посадке с работающими двигателями, выполняемой квалифицированным летчиком в благоприятных условиях, вертикальная скорость невелика. Однако при плохой видимости, порывистом ветре, малом опыте летчика V_y может быть больше. В НЛГВ приводится формула для определения с учетом указанных обстоятельств эксплуатационной скорости снижения при посадке с работающими двигателями V_y^p . Наряду с анализом различных факторов эта формула основана на обобщении опыта эксплуатации вертолетов. Необходимо определить также нагружение при посадке с одним неработающим двигателем. Вертолет, имеющий один двигатель, после его отказа переходит на планирование с винтом, работающим на режиме авторотации. При этом наименьшая по абсолютной величине вертикальная составляющая скорости получается при экономической скорости полета, соответствующей минимальной потребной мощности. Посадка при таких условиях достаточно мягкая, но с большой скоростью и длиной пробега. Так как при внезапном отказе двигателя нельзя рассчитывать на наличие такой ровной площадки, то возникает необходимость предпосадочного торможения вертолета, чтобы свести пробег после посадки до минимума. При такой посадке V_y в момент касания земли может быть достаточно большой, а составляющая $V_x \neq 0$.

Аналогичная ситуация возникает при отказе двигателя на вертолете с ползковым шасси или при посадке на воду на баллонеты. Следует учитывать, что при $V_x = 0$, т. е. при вертикальном снижении на режиме авторотации, скорость V_y достигает такой величины, что вертолет неминуемо должен разругаться. Поэтому если двигатель отказал на режиме висения, то необходимо иметь определенный запас высоты, чтобы при снижении летчик мог разогнать вертолет до необходимой

скорости V_x . Этим объясняется существование некоторой зоны по высоте, в которой висение и полет на малых скоростях не рекомендуются. На вертолете с двумя или тремя двигателями прочность должна быть достаточной для посадки с одним отказавшим двигателем. На основании опыта и расчетов устанавливается соответствующее значение вертикальной скорости V_y^{np} .

Обычно оно составляет не менее 3,5 м/с.

Зная вертикальную скорость в момент касания, можно найти кинетическую энергию, которой обладает вертолет из-за наличия скорости V_y :

$$T_y = \frac{MV_y^2}{2}.$$

После завершения посадки $V_y = 0$ и $T_y = 0$. Следовательно, должна быть совершена некоторая работа, равная изменению энергии. Это работа обжатия амортизационной стойки. Она равна площади, ограниченной осями координат и кривой $P_{ст} = f(S)$, — зависимостью силы в амортизационной стойке от ее обжатия (рис. 12.9). Заштрихованная под этой кривой площадь должна быть равна T_y . Из этого условия можно найти максимальную силу в амортизаторе P_{max} . При определенном значении T_y эта сила зависит от жесткости амортизации. Одинаковая энергия может быть поглощена при большем или меньшем ходе амортизации, соответственно меньшему или большему значению максимальной силы P_{max} ее обжатия. Изложенный подход является несколько упрощенным. Он учитывает и отражает главные черты явления, однако численное значение P_{max} в действительности может несколько отличаться. Часть работы совершается при обжатии колеса (пневматика), и работа амортизационной стойки будет несколько меньше. Вертолет может коснуться земли не всеми опорами одновременно. От этого изменяется также величина работы обжатия данной опоры шасси. По значению P_{max} методами теоретической механики [13] можно найти P_y — вертикальную силу, приложенную к колесу от поверхности площадки. Вертикальная перегрузка при посадке

$$n_y = \frac{\sum P_y + Y_g}{G},$$

где $\sum P_y$ — сумма вертикальных сил, приложенных к колесам; Y_g — вертикальная сила на винте (задается в НЛГВ).

При посадочном ударе наряду с вертикальным компонентом P_y в плоскости площадки могут возникнуть компоненты силы P_x и P_z . Сила P_x (рис. 12.10) возникает при наличии горизонтального компонента скорости V_x . Колесо шасси в начале посадки не вращается, поэтому при касании возникает сила трения невращающегося колеса о поверхность. В дальнейшем под

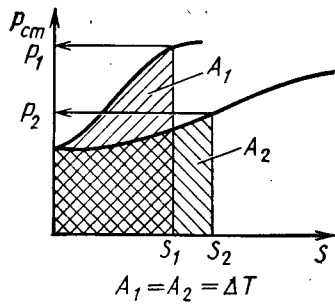


Рис. 12.9. Диаграмма обжатия амортизации при различных жесткостях

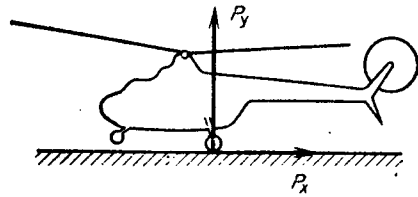


Рис. 12.10. Посадка с поступательной скоростью V_x с ударом основными опорами

действием этой силы колесо раскручивается, и сила P_x обращается в нуль. Однако на первом этапе посадки она может быть достаточно большой, составляя до (0,5...0,7) P_y . При посадке со сносом вследствие несовпадения направления скорости с продольной плоскостью вертолета возникает боковая сила P_z (рис. 12.11). По НЛГВ величина этой силы составляет $P_z = 0,5 P_y$. Найденные значения сил P_x , P_y и P_z умножают на коэффициенты безопасности f , задаваемые в НЛГВ.

Определив силы, действующие на колесо, можно перейти к расчету сил и моментов в отдельных элементах конструкции шасси. В этом случае обычно считают, что все шарниры в конструкции шаровые, т. е. не передают изгибающий и крутящий моменты. При этом выявляются элементы, которые можно рассматривать как стержни, работающие на растяжение — сжа-

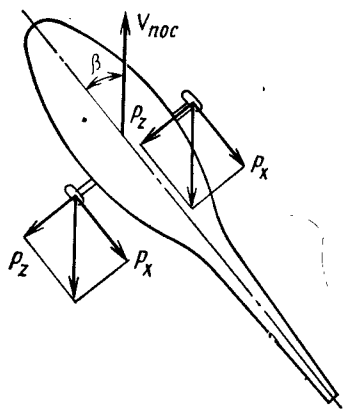
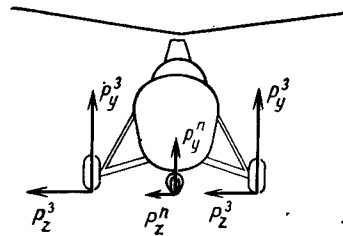


Рис. 12.11. Посадка с поступательной скоростью со сносом β



тие, и элементы — балки, нагруженные изгибающим моментом. Так, для шасси, силовая схема которого приведена на рис. 12.2, а, элементы 4 и 7 (соответственно) относятся к первому, а элементы 3 — ко второму типу. Выбирая подходящий образцом оси, можно записать уравнения моментов, позволяющие найти усилия в стержнях. Так для шасси, показанного на рис. 12.2, а, используя уравнение моментов относительно оси, проведенной через узлы 1 и 9, можно найти силу в подкосе 4. Уравнение моментов относительно оси, проведенной через узлы 1 и 2, позволяет определить осевую силу в стержне 7. Реакции в узле 1 определяют из условий равновесия балки 3. Силы в узлах шасси, схема которого приведена на рис. 12.2, б, можно найти, составляя уравнения равновесия вертикальной стойки [12]. Ферма, образованная стержнями 7, является статически неопределимой. Методы определения усилий в ее стержнях даны в работе [15].

Далее, используя методы, изучаемые в курсе сопротивления материалов, строят эпюры изгибающего и крутящего моментов по балкам. По величинам осевых сил и изгибающих моментов по формулам, данным в курсе сопротивления материалов (см. также гл. 3), определяют нормальные напряжения, а по крутящему моменту — касательные. Полученные значения сравнивают с допускаемыми. Сжатые стержни проверяют на потерю устойчивости по формуле Эйлера (см. гл. 3).

12.4. КОНСТРУКЦИИ ШАССИ

Главные опоры неубирающегося шасси бывают обычно пирамидального типа, они расположены по обеим сторонам фюзеляжа (рис. 12.12). Каждая опора состоит из полуоси с колесом 1, заднего подкоса 8 и двухкамерного амортизатора 2. Полуось шасси и задний подкос своими верхними концами крепятся к узлам усиленного шпангоута фюзеляжа VI и VII. Полуось соединена с узлом фюзеляжа болтовым шарниром, ось которого расположена в горизонтальной плоскости. Задний подкос крепится к узлу на фюзеляже посредством кардана 3. Амортизационная стойка стыкуется через промежуточные карданы 6, 7 верхним концом с узлом фюзеляжа, а нижним — с полуосью.

Главные опоры шасси снабжены арочными колесами с пневматическим колодочным тормозом. Колесо монтируется на оси на роликовых подшипниках, которые фиксируются распорной втулкой и с обеих сторон колеса закрываются крышками с войлочными пылезащитными кольцами. В корпусе колеса на болтах смонтирован тормозной барабан, а к фланцу полуоси крепится болтами корпус с тормозными колодками, установ-

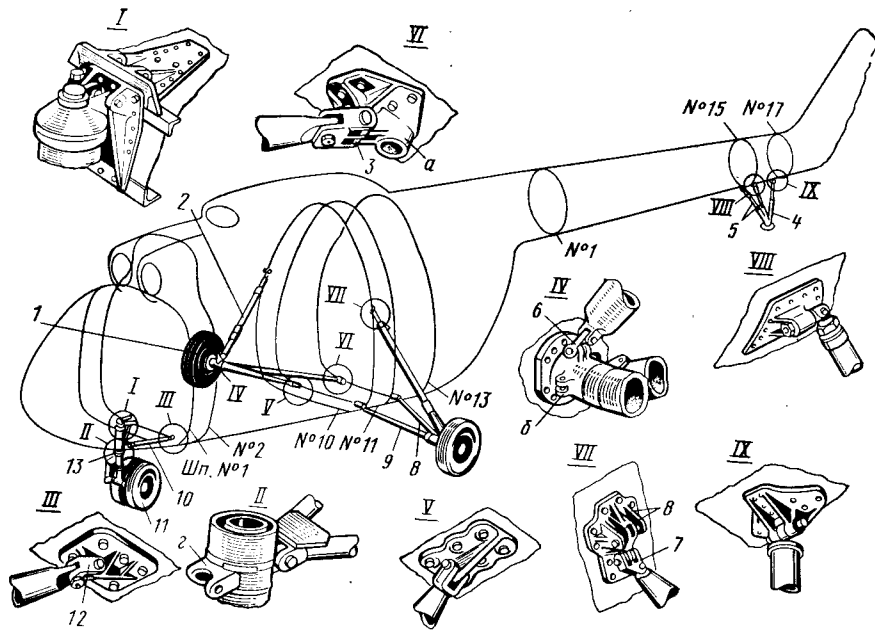


Рис. 12.12. Взлетно-посадочные устройства:

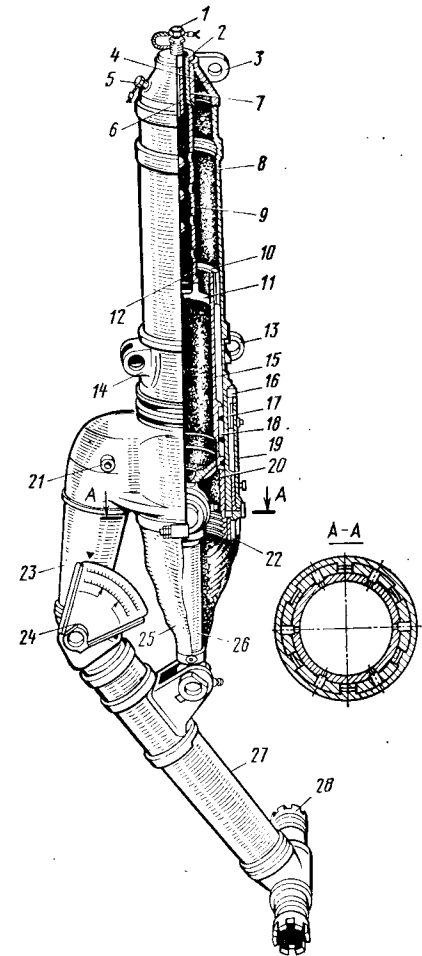
I — узел крепления амортизатора передней стойки; II — узел крепления вильчатого подкоса к амортизатору; III — узел крепления вильчатого подкоса к фюзеляжу; IV — узел крепления амортизатора главной стойки к полуоси; V — узел крепления полуоси к фюзеляжу; VI — узел крепления подкоса главной стойки к фюзеляжу; VII — узел крепления амортизатора главной стойки к фюзеляжу; VIII — узел крепления подкоса хвостовой опоры к хвостовой балке; IX — узел крепления амортизатора хвостовой опоры к хвостовой балке; 1 — колесо главной стойки шасси; 2 — амортизатор главной стойки шасси; 3, 6, 7, 12 — карданы; 4 — амортизатор хвостовой опоры; 5 — подкос хвостовой опоры; 8 — подкос главной стойки шасси; 9 — полуось главной стойки шасси; 10 — вильчатый подкос передней стойки шасси; 11 — колесо передней стойки шасси; 13 — амортизатор передней стойки шасси; а — сферическое гнездо под установку гидроподъемника; б — проушины для крепления буксировочного приспособления; в, г — проушины для швартовочного приспособления

ленными на валиках, при помощи которых регулируются зазоры в тормозах. Под действием сжатого воздуха, поступающего в тормозные цилиндры, колодки прижимаются к барабану, создавая торможение колес.

Передняя опора шасси чаще всего выполняется по рычажной схеме, которая содержит следующие основные детали: цилиндр 8, шток 15, плунжер 9, поворотный кронштейн 19, шатун 26 и рычаг 27 (рис. 12.13). На передней опоре шасси установлены два нетормозных колеса. Они смонтированы на оси на роликовых подшипниках и с обоих концов оси затягиваются гайками, которые крепятся болтами. Роликовые подшипники фиксируются распорными втулками и упорными кольцами и с обеих сторон колес закрываются крышками с пылезащитными щитками, которые крепятся болтами.

Рис. 12.13. Передняя опора шасси:

1 — зарядный клапан; 2 — гайка крепления плунжера; 3 — проушина крепления амортизатора; 4 — хвостовик плунжера; 5 — штуцер слива жидкости; 6 — труба уровня жидкости; 7 — стопорное кольцо; 8 — цилиндр; 9 — плунжер; 10 — верхняя буска; 11 — поршневое кольцо; 12 — поршень плунжера; 13 — проушина крепления подкоса; 14 — проушина для швартовочного приспособления; 15 — шток с верхним фиксатором; 16 — упорное кольцо; 17 — втулка; 18 — нижняя буска; 19 — поворотный кронштейн; 20 — нижний фиксатор; 21 — втулка крепления буксировочного приспособления; 22 — гайка; 23 — рог поворотного кронштейна; 24 — указатель давления; 25 — чехол; 26 — шатун; 27 — рычаг; 28 — ось



На вертолетах применяются следующие пневматики: баллонные, полубаллонные и высокого давления. Колеса с пневматиками высокого давления, а также арочные колеса имеют большую жесткость, что повышает безопасность при автоколебаниях типа земного резонанса, особенно вертолетов соосной схемы. Полубаллонные и баллонные пневматики могут эксплуатироваться на неподготовленных посадочных площадках. Колеса — баллоны имеют низкое начальное давление (3 кПа), поэтому отличаются высокой проходимостью. Пневматики практически не имеют гистерезиса. Работа, воспринимаемая ими при обжатии, почти полностью возвращается после снятия нагрузки.

Хвостовая опора предназначена для предохранения лопастей рулевого винта от ударов о землю и уменьшения перегрузок на хвостовую балку. Иногда она выполняется убирающейся, чтобы не мешать загрузке вертолета через грузовой люк. Хвостовая опора состоит из амортизатора 4, пяты и двух подкосов 5, выполненных из труб, на концах которых прикреплены узлы крепления опоры к хвостовой балке (см. рис. 12.12).

Система уборки и выпуска шасси. Вопрос о целесообразности использования убирающегося в полете шасси рассматривается при сравнении потребной тяги для поддержания в полете разницы в массе убирающегося (включая систему уборки) и

неубирающегося шасси и потребной тяги для преодоления аэродинамического сопротивления неубирающегося шасси на режиме крейсерской скорости полета. Если потребная тяга для преодоления аэродинамического сопротивления неубирающегося шасси больше потребной тяги, необходимой для перевозки дополнительной массы убирающегося шасси, то целесообразно применять убирающееся шасси.

Убирающееся шасси и его створки должны надежно фиксироваться и автоматически запираются в выпущенном и убранном положениях таким образом, чтобы исключить самопроизвольный выпуск шасси при нормируемых эксплуатационных перегрузках и складывание его на стоянке, при рулении и буксировке вертолета в направлении вперед и назад. Система уборки шасси должна иметь блокировочное устройство, исключающее его складывание при обжатых стойках. Уборка и выпуск всех опор шасси осуществляются посредством одного рычага (крана, переключателя, кнопки), который имеет фиксированные положения «убрано» и «выпущено».

Кроме основной системы управления выпуском шасси устанавливается аварийная или дублирующая система. В кабине экипажа имеется световая или механическая сигнализация убранного и выпущенного положений стоек шасси в момент запираания замков шасси.

На современных вертолетах применяется гидравлическая система уборки и выпуска шасси. Достоинствами этой системы являются большая мощность гидравлических силовых приводов, возможность применения больших давлений, позволяющих пользоваться силовыми цилиндрами и проводкой незначительных размеров, меньшая масса (по сравнению с массой электрической системы) и большая надежность работы (по сравнению с электро- и пневмосистемами). Гидравлическая система уборки и выпуска шасси включает в себя источники энергии (насосы), распределительные устройства, защитные и синхронизирующие устройства, исполнительные механизмы. Уборка и выпуск шасси производится подачей жидкости в силовые цилиндры. В выпущенном и убранном положениях стойки фиксируются гидравлическими и механическими замками. Убранное шасси закрывается створками, приводимыми в действие отдельными силовыми цилиндрами или за счет кинематической связи со стойкой шасси. Гидромеханические устройства уборки и выпуска шасси состоят из подкосов и цилиндров двойного действия, выдвигающих и втягивающих штоки при подаче гидросмеси. Чем проще конструктивно-кинематическая схема шасси, тем надежнее работа системы уборки и выпуска шасси. Аварийная система выпуска может быть гидравлической, механической или пневматической. Время выпуска и уборки шасси обычно задается техническими требованиями.

Контрольные вопросы

1. Назовите конструктивно-силовые схемы шасси.
2. Какими конструктивными элементами достигается нагружение амортизатора только продольной силой в пирамидальном шасси?
3. Что такое угол развала колеса и зачем он нужен?
4. Какие конструктивные мероприятия в амортизаторах позволяют дефилировать колебания земного резонанса?
5. Что такое коэффициент полноты диаграммы работы амортизатора?
6. Чем определяется величина нагрузок на шасси при посадке?
7. Как найти максимальное значение силы P_x ?
8. Почему возникает сила P_x ?

ГЛАВА 13

СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ ВЕРТОЛЕТОВ

Силовая установка (СУ) вертолета представляет собой совокупность двигателя с его агрегатами, систем и устройств, обеспечивающих надежную работу двигателя в различных условиях полета.

Кроме двигателя в СУ входят следующие системы: питания двигателя топливом (баки, насосы подкачки, трубопроводы, краны, фильтры и т. д.); охлаждения (для поршневых двигателей); всасывания воздуха; выхлопа; управления двигателями и системами СУ и контроля их работы; противопожарная; запуска; вспомогательные, а также элементы крепления и капотирования двигателей, вентилятор.

Особенности СУ и их систем определяются схемой вертолета, конструкцией двигателя и компоновкой вертолета.

СУ размещается с учетом эксплуатационных соображений, требований центровки и компоновки. СУ располагаются внутри фюзеляжа и вне его, когда двигатели помещаются в отдельных гондолах или над фюзеляжем. Размещение СУ предусматривает рациональное расположение всех агрегатов, систем и устройств, обеспечивающих нормальную работу СУ в целом.

13.1. ТИПЫ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Силовые установки вертолетов можно подразделить на следующие группы:

- 1) с механическим приводом:
 - а) с поршневыми двигателями (ПД);
 - б) с газотурбинными двигателями (ГТД);
- 2) с реактивным приводом:
 - а) с компрессорным приводом;
 - б) с двигателями на концах лопастей;
- 3) со смешанным приводом.

СУ с механическим приводом с ПД. Общими отличительными особенностями этих СУ являются:

наличие системы охлаждения с вентилятором, устанавливаемым на носке коленчатого вала перед головками цилиндров; наличие муфт включения и свободного хода;

наличие трансмиссии с шарнирными и упругими сочленениями валов и редукторов.

В большинстве случаев используются звездообразные двигатели воздушного охлаждения. У вертолетов с ПД на режимах висения и вертикального подъема предусматривается принудительный обдув воздухом головок цилиндров при помощи специального вентилятора, так как на этих режимах отсутствует естественный обдув за счет скоростного напора, создаваемого при поступательном движении вертолета. Мощность двигателя в силовом приводе с ПД и механической трансмиссией неполностью передается на несущий винт вертолета. Часть мощности расходуется на привод вентилятора (до 5%), преодоление трения в редукторах и трансмиссии (до 3%), привод рулевого винта (на висении до 8%, на крейсерской скорости до 4%). Следовательно, общий КПД системы привода 0,82—0,89. Общее передаточное число редукторов, понижающих частоту вращения ПД, 7—14. Важным достоинством привода является небольшой расход топлива ($c_e = 0,16 \dots 0,20$ кг/(кВт·ч)). К недостаткам можно отнести относительную сложность конструкции, большую стоимость изготовления, большую удельную массу и большую трудоемкость эксплуатации.

СУ с механическим приводом с ГТД. На вертолетах применяются два типа ГТД: с обычной системой вращающихся частей и со свободной турбиной.

Отличие ГТД со свободной турбиной состоит в том, что кроме газовой турбины, сидящей на одном валу с компрессором, у него имеется вторая (свободная) турбина, расположенная за первой турбиной и закрепленная на валу, не имеющей механической связи с валом компрессора и первой турбины. Вал свободной турбины через трансмиссию вертолета и редукторы связан с несущим винтом. В таком приводе нет муфт включения и свободного хода, так как нет механической связи между двигателем и несущим винтом. При запуске и раскрутке ГТД свободная турбина первое время остается неподвижной (из-за большой инерции несущего винта). Горячие газы проходят сквозь лопасти свободной турбины и лишь тогда, когда двигатель развивает необходимую мощность, начинают постепенно раскручивать свободную турбину, а вместе с ней трансмиссию и несущий винт. В случае отказа двигателя, когда вал с компрессором и рабочей турбиной останавливаются, несущий винт и свободная турбина могут продолжать вращение на режиме авторотации несущего винта.

ГТД имеют следующие преимущества перед ПД: небольшая удельная масса; меньший мидель; возможность использования тяги выхлопных газов для увеличения максимальной скорости полета вертолета; меньшие вибрации двигателя; большая надежность и меньшая трудоемкость эксплуатации двигателя.

Основным недостатком ГТД является потребность в большой степени редукции при передаче мощности к несущему винту (до 80).

СУ с реактивным приводом несущего винта с прямоточными двигателями на концах лопастей. Одним из вариантов является применение прямоточного воздушно-реактивного двигателя (ПВРД) на концах лопастей. Не останавливаясь на принципе работы этих двигателей (см. работу [8]), отметим их достоинства и недостатки. К достоинствам можно отнести простоту конструкции и малую массу, повышение экономичности двигателя с увеличением частоты вращения несущего винта. Недостатками являются большой расход топлива, отсутствие статической тяги, т. е. двигатель работает только при наличии скоростного напора (необходимость специальной стартовой системы), и неравномерная работа двигателя на режиме горизонтального полета вследствие циклического изменения скорости потока на входе в диффузор.

СУ с пульсирующими воздушно-реактивными двигателями (ПуВРД). Не останавливаясь на принципе работы ПуВРД (см. [8]), отметим его достоинства и недостатки.

К достоинствам относятся способность создавать статическую тягу (при нулевой скорости набегающего потока), меньший, чем у ПВРД, расход горючего, сравнительно небольшой мидель и малая удельная масса.

Недостатки ПуВРД: большие расходы топлива (по сравнению с ГТД и ПД); малый ресурс клапанной решетки; большие усталостные напряжения и деформации в конструкции вследствие пульсирующего характера нагрузки; большой шум при работе.

СУ с турбореактивными двигателями (ТРД). Двигатель может быть установлен вдоль хорды лопасти или ее продольной оси с устройством поворота потока на 90°. В первом случае — более высокий КПД, однако возникают трудности из-за возникновения больших гироскопических моментов при изменении угла установки лопастей. При установке ТРД вдоль оси используется центробежный эффект для повышения давления воздуха перед компрессором, но при этом возникают большие нагрузки на осевые подшипники.

СУ с жидкостно-реактивными двигателями (ЖРД). Используются в качестве вспомогательных приводов для кратковременного увеличения максимальной скорости полета вертолета. Достоинствами привода являются малые масса и габариты.

Реактивный привод имеет ряд преимуществ перед механическим: сравнительно небольшая масса трансмиссии, в результате чего повышается коэффициент весовой отдачи вертолета; расположение двигателей на концах лопастей несущего винта освобождает объемы в фюзеляже, которые могут быть использованы для размещения полезной нагрузки; сравнительно невысокая стоимость СУ и привода.

Недостатки реактивного привода (кроме названных): необходимость более жесткой и сложной конструкции лопастей по сравнению с механическим приводом; снижение авторотационных характеристик несущего винта из-за роста профильного сопротивления; сложность обеспечения устойчивой работы двигателей в поле центробежных сил.

Крепление и капотирование двигателей. Двигатели обычно крепятся в передней части к потолку грузовой кабины четырьмя стойками, находящимися в плоскости, примерно перпендикулярной оси двигателя, и в задней части — в одной точке, на сферической опоре редуктора 4 (рис. 13.1). При этом осевые силы воспринимаются только задней опорой, а крутящий момент — только передними стойками тандерного типа. Все остальные силы передаются на передние стойки и заднюю опору пропорционально расстоянию до центра тяжести двигателя.

Регулировка соосности двигателя с редуктором достигается изменением длины трех стоек без их разъединения с двигателем и кронштейном потолка (4-я опора при этом не присоединена). Чтобы обеспечить снятие редуктора без демонтажа двигателей, предусмотрено специальное приспособление 3. При этом исключается надобность в демонтаже переднего крепления, и двигатель остается висеть с задней опорой на приспособлении.

Капотирование двигателей и вентилятора выполняется с целью уменьшения их лобового сопротивления и создания необходимой конфигурации воздухозаборников и выхлопных устройств. Капот состоит из воздухозаборника, капота двигательного отсека, туннеля входа воздуха в вентилятор, капотов вентиляторного, редукторного и концевых отсеков.

Конструкция капота позволяет во внеаэродромных условиях производить обслуживание двигателей, редуктора и всех агрегатов, расположенных в верхней части вертолета. Открывающиеся в стороны крышки двигательного, редукторного и концевых отсеков капота имеют специальные площадки для обслуживания агрегатов. Площадки открываются при помощи гидроцилиндров или вручную. По соображениям противопожарной безопасности подкапотное пространство делится на отсеки двигателей и редукторный отсек при помощи противопожарных перегородок и экранов. Для предохранения воздухозаборников

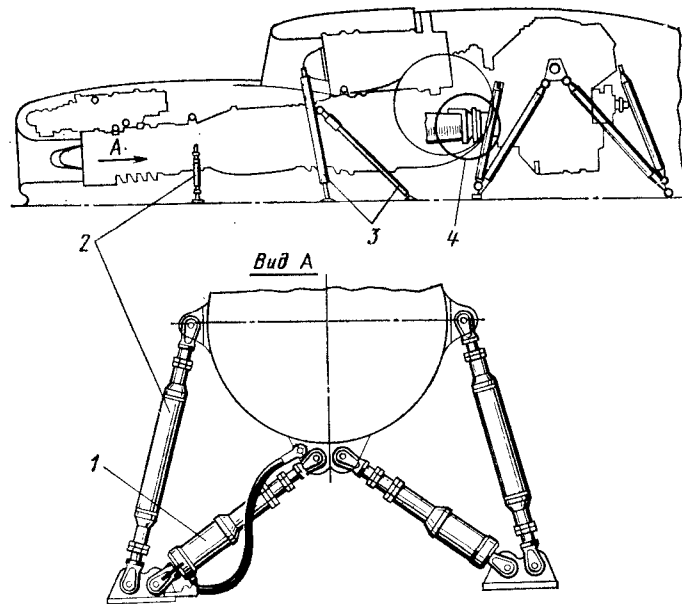


Рис. 13.1. Крепление двигателей:

1 — средняя стойка; 2 — боковые стойки; 3 — приспособления для крепления двигателя; 4 — задняя сферическая опора

от обледенения в их носках смонтирована противообледенительная система.

13.2. СИСТЕМЫ СИЛОВЫХ УСТАНОВОК

Топливная система (рис. 13.2) предназначена для размещения, подготовки и подачи топлива, необходимого для устойчивой работы двигателя на всех режимах полета вертолета.

Топливная система включает в себя баки с арматурой (насосы, фильтры и т. д.), насосы подкачки и перекачки топлива, краны, клапаны, фильтры (внешняя арматура), приборы контроля и управления, топливные и дренажные трубопроводы.

Требования, предъявляемые к топливным системам: надежность хранения, подготовки и подачи топлива в двигатель на всех режимах полета; достаточная высотность; сохранение работоспособности при повреждениях и отказах отдельных агрегатов; противопожарная безопасность.

В топливную систему входят один расходный и несколько основных баков. Для увеличения дальности и продолжительности полета может быть установлен дополнительный топливный

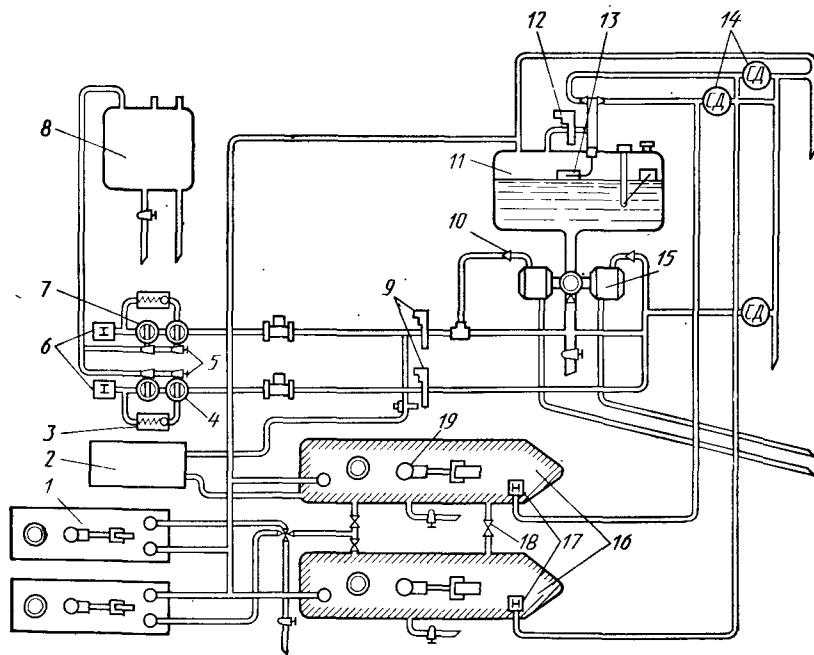


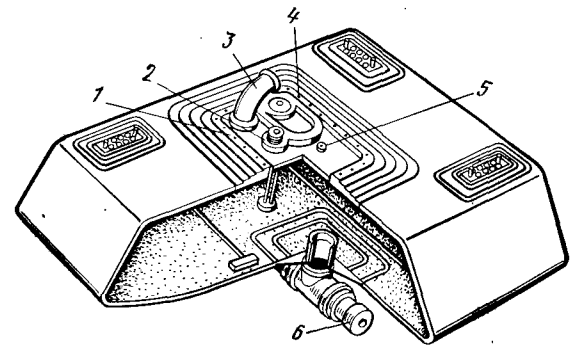
Рис. 13.2. Принципиальная схема топливной системы:

1 — дополнительный топливный бак; 2 — керосиновый обогреватель; 3 — перепускной клапан блока фильтров; 4 — фильтр грубой очистки; 5 — сливные краны; 6 — насосы; 7 — фильтр тонкой очистки; 8 — дренажный бачок; 9 — пожарные краны; 10 — обратный клапан; 11 — расходный топливный бак; 12 — перекрывной край магистрали перепуска топлива; 13 — поплавковый клапан уровня; 14 — сигнализаторы давления (СД); 15 — подкачивающий насос; 16 — подвесные топливные баки; 17 — перекачивающие насосы (Н); 18 — перекрывной топливный кран; 19 — датчик топливомера

бак. Фюзеляжные баки могут располагаться под полом фюзеляжа. Для их изготовления применяются алюминиевые сплавы толщиной $\delta=0,6...2$ мм. Наилучшими с точки зрения удобства эксплуатации, надежности и живучести являются мягкие баки (рис. 13.3). На них почти не влияют вибрации. При сильных ударах при аварии баки не разрушаются. Они изготавливаются из керосиностойкой резины и защитного слоя из капроновой ткани ($\delta=3...12$ мм). Баки протектированы в нижней части двумя, а в верхней — одним слоем губчатой резины. При повреждении бака набухающая от керосина резина затягивает пробоины, препятствуя вытеканию горючего. Мягким бакам легче придать необходимую форму, благодаря чему лучше используются объемы. Баки размещаются в специальных контейнерах, воспринимающих все усилия, действующие на бак. Бак крепится к контейнеру с помощью завулканизированных в его стенки шпилек или болтов с большими головками-фланцами. Мягкие

Рис. 13.3. Конструкция мягкого расходного топливного бака:

1 — плита; 2 — топливомер; 3 — заливная горловина; 4 — шпильки крепления бака; 5 — дренажный штуцер; 6 — подкачивающий насос



баки вставляются в контейнеры через специальные люки малого размера, которые одновременно являются съемной силовой стенкой и закрепляются по контуру винтами и анкерными гайками.

Подвесные топливные баки крепятся по бортам фюзеляжа. Они цилиндрической формы, сварные. Конструкция бака состоит из обшивки, силовых и промежуточных шпангоутов, перегородок с отверстиями для гашения гидравлического удара топлива при маневре вертолета. В верхней части бака имеются заливная горловина и дренажный штуцер, в нижней — штуцер для забора топлива. Подвесные баки крепятся к специальным съемным ложементам, подвешенным с помощью подкосов снаружи к бортам фюзеляжа.

Топливо из основных баков насосами подается по трубопроводам в расходный бак. Топливный насос — электроприводной, центробежный, одноступенчатый. Насосы подкачки позволяют увеличить высотность топливной системы, снизить наддув баков, вести перекачку топлива из одного бака в другой в необходимом порядке.

В расходном баке установлен поплавковый дозировочный клапан, предохраняющий его от переполнения. Из расходного бака топливо подается насосами по отдельным трубопроводам к каждому двигателю. Расход и наличие топлива в баках контролируются поплавковым топливомером, датчики которого установлены на топливных баках, а указатель — на приборной доске в кабине летчика. При определенном остатке топлива в расходном баке в кабине летчика загорается сигнальная лампочка. Топлиномер показывает как суммарный запас топлива, так и запас топлива в каждом баке. В редукторном отсеке между расходным баком и двигателями установлены пожарные краны. Для обеспечения пожарной безопасности освободившиеся от топлива объемы баков заполняют инертным газом (CO_2), находящимся в баллонах.

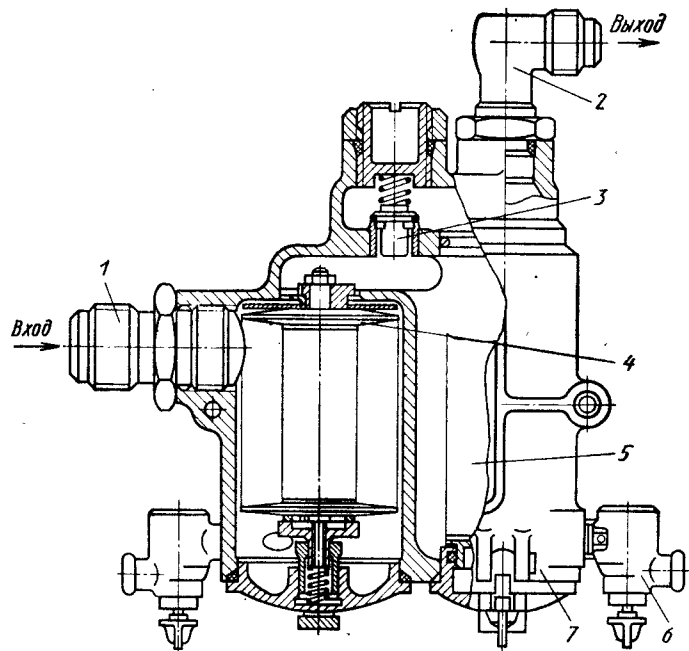


Рис. 13.4. Блок фильтров:

1 — штуцер входа; 2 — штуцер выхода; 3 — перепускной клапан; 4 — фильтр грубой очистки; 5 — фильтр тонкой очистки; 6 — сливной кран; 7 — корпус

Очень малые диаметры жиклеров и калиброванные дозирующие отверстия в топливных агрегатах не допускают попадания в топливную систему даже мелких механических частиц, которые могут вывести систему из строя. Для очистки топлива, поступающего в двигатель, используют фильтры. В двигательном отсеке находятся фильтры грубой и тонкой очистки топлива. Они смонтированы в одном корпусе (рис. 13.4). В фильтре тонкой очистки имеется перепускной клапан, обеспечивающий проход топлива в случае засорения фильтра тонкой очистки.

В топливной системе применяются мягкие и жесткие трубопроводы. Жесткие трубопроводы изготавливаются из стали, меди и латуни. Гибкие шланги используются для обеспечения виброизоляции, легкоразъемных соединений или соединений трубопроводов большого диаметра.

Маслосистема двигателей предназначена для размещения и хранения масла, обеспечения непрерывной его подачи в двигателях, очистки его от механических примесей и газов, а также для охлаждения поступающего в двигатель масла. На вертолетах система маслопитания двигателей является автономной и не зависит от системы маслопитания редукторов. Интенсивность

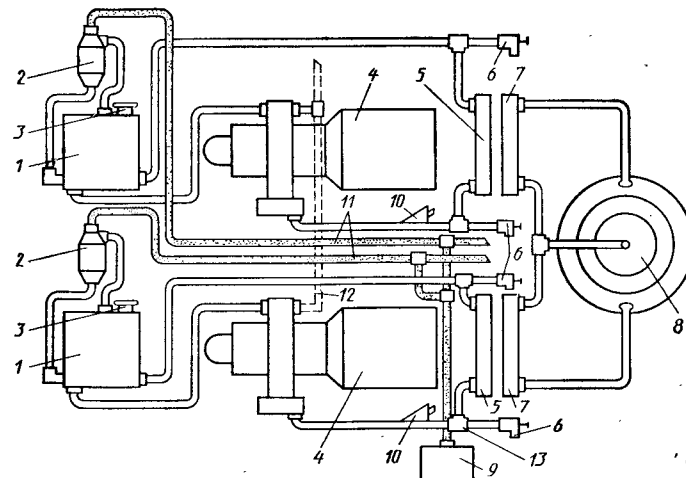


Рис. 13.5. Принципиальная схема масляной системы:

1 — маслобак; 2 — расширительные баки; 3 — заливные горловины; 4 — двигатели; 5, 7 — воздушно-масляные радиаторы; 6 — сливные краны; 8 — главный редуктор; 9 — дренажный бачок; 10 — датчики температуры выходящего масла; 11, 12 — трубопроводы суфлирования; 13 — фильтр-сигнализатор наличия стружки

циркуляции масла через двигатель зависит от количества теплоты, отводимого маслосистемой. Это определяется типом и мощностью двигателя, потерями мощности в приводах и величиной обдувки двигателей потоком воздуха. Для каждого двигателя имеется самостоятельная масляная система (рис. 13.5), которая состоит из маслобаков 1, расширительных баков 2, маслорадиаторов 5, 7, фильтра-сигнализатора наличия стружки в масле 13, трубопроводов 11, 12 и блока сливных кранов 6.

Наиболее распространенной системой маслопитания является так называемая обычная (нормальная) система, при которой масло в двигатель поступает из маслобака с помощью нагнетающего насоса. После смазки двигателя масло стекает в отстойник, откуда попадает в центрифугу суфлера, отделяющую масло от пузырьков воздуха. Очищенное от воздуха масло по трубопроводу нагнетается насосом в радиатор, проходя по пути фильтр-сигнализатор, который при появлении стружки подает сигнал на приборную доску. Из радиатора охлажденное масло поступает обратно в маслобак.

Рассмотрим назначение и конструкцию основных агрегатов маслосистемы.

Маслонасос двигателя подает масло из бака в каналы внутренней маслосистемы двигателя для смазки коробки передач, подшипников рабочей и свободной турбин, валов и других трущихся деталей. Каждый двигатель имеет свой маслобак, установленный между всасывающим каналом двигателя и капотом.

На маслобаке имеются заливная горловина, масломер, штуцер для масла, поступающего в бак из магистрали, и штуцер суфлирования маслобака. Суфлирование маслобака осуществляется через суфлерный бачок, установленный на всасывающем канале двигателя и связанный с атмосферой через трубопровод слива из маслобаков. Двигатели суфлируются через центробежные суфлеры, соединенные с атмосферой трубопроводом, проложенным вдоль борта вертолета. Маслобаки — сварной конструкции, изготовлены из материала АМцАМ. Внутри бака имеются три перегородки, одна из которых находится в центральной части бака, а две — в местах расположения лент крепления. Ленты крепления притягивают баки к литым ложеамтам, установленным на обшивке.

Воздушно-масляные радиаторы — паяные, изготовлены из алюминиевого сплава, предназначены для охлаждения масла двигателя. Горячее масло, циркулируя по плоским трубкам, отдает свое тепло воздуху, обдуваемому трубки. Для предупреждения перегрева масла маслорадиатор рассчитывают с учетом условий висения (как наиболее напряженного режима полета), предполагая, что обдувка набегающим потоком воздуха отсутствует. В конструкцию маслорадиаторов входит терморегулятор, поддерживающий температуру масла в заданных пределах. Спереди или сзади радиатора устанавливают специальные заслонки-жалюзи, которые управляются вручную или автоматически.

Для слива масла из маслосистем служит комбинированный сливной кран, расположенный в двигательном отсеке. Маслопровод выполнен из труб (материал АМгМ) и гибких рукавов с соединениями по наружному конусу.

Система воздушного охлаждения предназначена для охлаждения масла двигателей, масла главного редуктора, генераторов постоянного и переменного токов, воздушного компрессора и гидронасосов, для вентиляции и обогрева кабины экипажа и пассажиров. Система охлаждения (рис. 13.6) состоит из воздухозаборника, вентилятора, регулирующих створок и системы управления ими и воздухопроводов. Воздухозаборники располагают обычно в верхней части фюзеляжа, в местах, где на режиме висения меньшая вероятность попадания крупных частиц грунта, а при горизонтальном полете можно ожидать естественного наддува за счет скоростного напора, и, следовательно, уменьшить мощность, идущую на охлаждение двигателя. Вентилятор, расположенный над задней частью двигательного отсека, имеет привод через карданный вал от главного редуктора. Он засасывает воздух из входного канала и нагнетает его для охлаждения маслорадиаторов, генераторов, компрессора и гидронасосов. На вертолетах применяются осевые вентиляторы, которые по сравнению с центробежными имеют более высо-

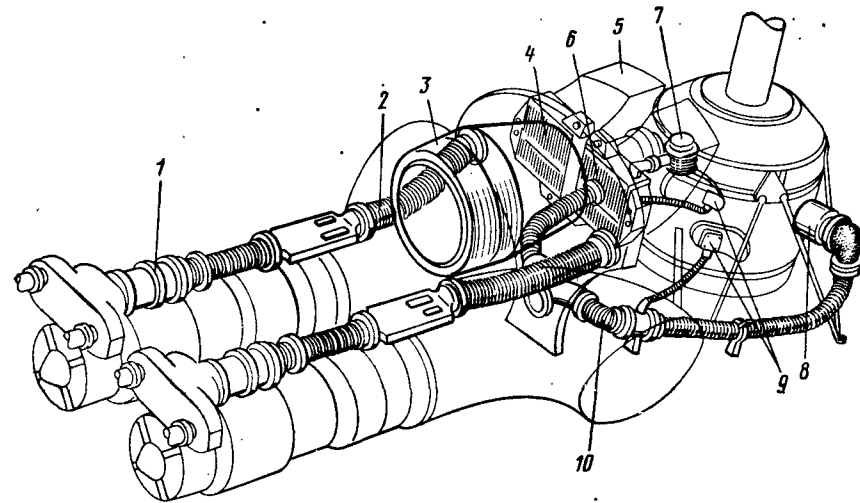


Рис. 13.6. Система воздушного охлаждения:

1 — стартер-генератор; 2, 10 — гибкие трубопроводы; 3 — вентилятор; 4 — воздушно-масляный радиатор маслосистемы главного редуктора; 5 — патрубок отвода воздуха за борт; 6 — воздушно-масляный радиатор маслосистемы двигателя; 7 — воздушный компрессор; 8 — генератор переменного тока; 9 — шестеренчатый гидронасос

кий КПД, проще по конструкции и создают необходимую нагрузку двигателя для его устойчивой работы при малой частоте вращения.

При взлете и посадке вертолета или при работе вблизи земли пыль, поднятая воздушной струей от НВ, может попасть в рабочий тракт двигателя, что вызывает быстрый износ лопаток первых ступеней компрессора, а следовательно, ухудшение характеристик двигателя. Поэтому в настоящее время на воздухозаборниках двигателя устанавливаются пылезащитные устройства (ПЗУ), которые улавливают пыль и собирают ее в пылевую ловушку. Степень очистки воздуха от пыли достигает 75%, потери мощности двигателя при работающем ПЗУ составляют 5—6%.

Система пожаротушения. При разрыве топливных трубопроводов, разрушении топливных баков на борту вертолета может возникнуть пожар. Для его предотвращения на вертолетах используется система пожаротушения (рис. 13.7). Она состоит из нескольких огнетушителей, заполненных жидким фреоном, обратных клапанов, блока противопожарных клапанов, трубопроводов, распылителей, арматуры и системы сигнализации. Все защищаемое пространство разделено на четыре отсека: отсек подкапотного пространства правого двигателя; отсек подкапотного пространства левого двигателя; отсек главного редуктора и топливного бака; отсек обогревателя. Каждый отсек имеет

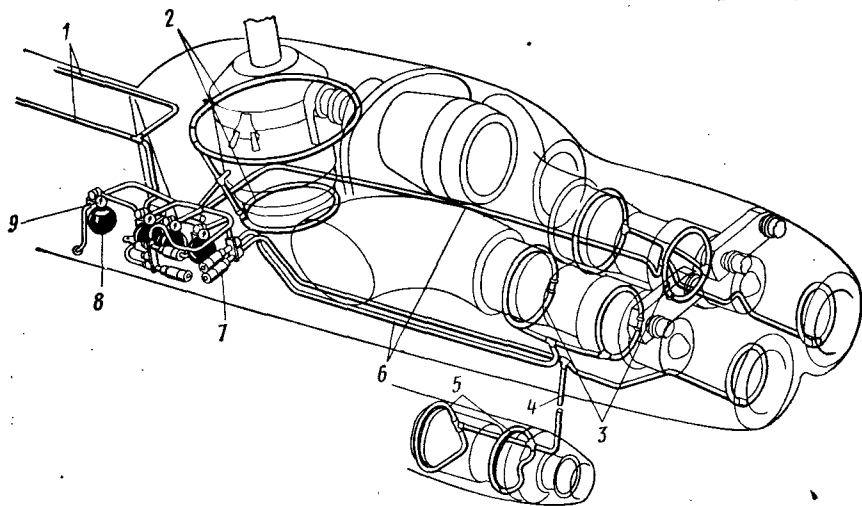


Рис. 13.7. Система пожаротушения:

1 — распылительные трубки над контейнером топливного бака; 2 — распыляющие коллекторы в отсеке редуктора; 3 — распыляющие коллекторы в отсеках двигателей; 4 — трубопровод подвода огнегасящей жидкости в отсеки обогревателя; 5 — распыляющие коллекторы в отсеке обогревателя; 6 — трубопроводы подвода огнегасящей жидкости в отсеки двигателей; 7 — блоки противопожарных клапанов; 8 — огнетушитель; 9 — обратный клапан

свою группу сигнализаторов, состоящую из нескольких датчиков, и противопожарный клапан. Огнетушители имеют две очереди срабатывания. Первая очередь — автоматическая. При возникновении пожара в одном из отсеков в сигнализаторах этого отсека возникает электродвижущая сила, и в кабине летчика зажигается табло, сигнализирующее о пожаре. При этом открывается необходимый противопожарный клапан, который замыкает электрическую цепь пиропатрона, находящегося в головке огнетушителя. Патрон, срабатывая, открывает замок, и огнегасящий состав выбрасывается в зону пожара. Первая очередь может быть включена и летчиком. Вторая очередь срабатывает только от нажатия кнопки летчиком после появления на световом табло сигнала о пожаре. Чтобы огнегасящий состав при впрыскивании в зону пожара не попадал в ранее опорожненные баллоны, на головках огнетушителей установлены обратные клапаны.

В правом и левом отсеках двигателей установлены вертикально распылительные кольца из коррозионно-стойкой стали, имеющие по периметру отверстия, через которые выбрасывается огнегасящий состав. В отсеке главного редуктора имеются горизонтальные распылительные кольца, а над контейнером топливного бака — прямые трубки-распылители. В отсеке обогревателя два распылительных кольца. Все распылители огне-

гасящего состава изготовлены из коррозионно-стойкой стали 1Х18Н9Т, а остальной трубопровод — из стали 20. При пожаре для уменьшения количества воздуха, поступающего в отсеки редуктора, предусмотрена возможность автоматического закрытия входных створок вентилятора с помощью датчика-сигнализатора, установленного в этом отсеке. Кроме системы пожаротушения в двигательном и вентиляционном отсеках имеются противопожарные перегородки. От редукторного отсека двигатель отделен поперечной противопожарной перегородкой. Подкапотное пространство разделяется на правую и левую части при помощи продольной противопожарной перегородки. От редукторного отсека двигатель отделен поперечной противопожарной перегородкой. Подкапотное пространство разделяется на правую и левую части при помощи продольной противопожарной перегородки. Противопожарные перегородки выполнены из титана и состоят из профилей и двойной обшивки.

Система запуска и управления двигателем. Запуск двигателя может быть произведен от аэродромного источника электропитания или от бортовых аккумуляторных батарей. В качестве основного требования к системам запуска предъявляется требование обеспечения 3—5-кратного автономного запуска с применением только бортовых систем. Запуск двигателя осуществляется стартер-генератором при помощи нажатия пусковой кнопки. Управление запуском производится комплектом агрегатов автоматической пусковой системы. Второй двигатель запускается от генератора работающего двигателя аналогично первому двигателю.

Основной системой управления ГТД являются системы автоматического поддержания частоты вращения несущих винтов, что обеспечивается регуляторами частоты вращения свободных турбин и синхронизаторами оборотов. Управление остановом двигателя производится рычагом, расположенным в кабине летчика. Рычаг останова с помощью тросов и тяги связан с рычагом топливного насоса регулятора двигателя.

13.3. НАГРУЗКИ НА УЗЛЫ КРЕПЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

На двигатель действуют массовая сила, реактивный и гироскопический моменты. Массовая сила (сумма сил тяжести и инерции) приложена в центре масс двигателя и определяется по формуле

$$F_m = G_{дв} n_{дв},$$

где $G_{дв}$ — вес двигателя; $n_{дв}$ — перегрузка (см. гл. 9) в месте его установки (по центру тяжести).

Реактивный момент действует на вал от редуктора и определяется мощностью $N_{дв}$, развиваемой двигателем $M_p = N_{дв}/\omega$,

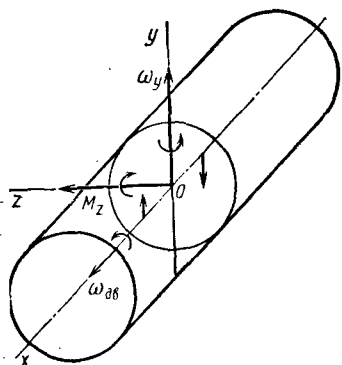


Рис. 13.8. Гироскопический момент M_z двигателя

где ω — угловая скорость вала.

Гироскопический момент (рис. 13.8) возникает при наличии угловых скоростей ω_y или ω_z вертолета. Его компоненты равны

$$M_z = I_{дв} \omega_{дв} \omega_y \text{ и } M_y = I_{дв} \omega_{дв} \omega_x,$$

где $I_{дв}$ и $\omega_{дв}$ — массовый момент инерции и угловая скорость вращающихся частей двигателя. Момент M_z стремится наклонить двигатель в продольной плоскости (вверх или вниз), он пропорционален угловой скорости относительно нормальной оси oy . Момент M_y стремится повернуть двигатель в плоскости, перпендикулярной оси y . Он пропорционален угловой скорости вертолета относительно поперечной оси oz . Причина возникновения гироскопического момента рассматривается в курсе теоретической механики. Силы и моменты передаются на узлы крепления двигателя, определяя нагрузки на них.

В расчетах используют значения сил и моментов, умноженные на коэффициенты безопасности, заданные в НЛГВ (см. гл. 9).

Контрольные вопросы

1. Объясните назначение свободной турбины ГТД.
2. В чем преимущество мягких топливных баков?
3. Объясните назначение маслорадиаторов.
4. Как производится включение противопожарной системы?
5. Укажите природу сил, действующих на двигатель.
6. При каком условии возникает гироскопический момент?

ГЛАВА 14

ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ И ВОЗДУШНАЯ СИСТЕМЫ ВЕРТОЛЕТА

Гидравлическая система вертолета состоит из основной и дублирующей. Они предназначены для подачи рабочей жидкости к гидроусилителям, установленным в цепях управления вертолета, и для уборки и выпуска шасси. Основная система обеспечивает работу гидроцилиндра расстопоривания фрикциона ручки «шаг — газ». Переход на работу агрегатов от дублирующей системы осуществляется автоматически.

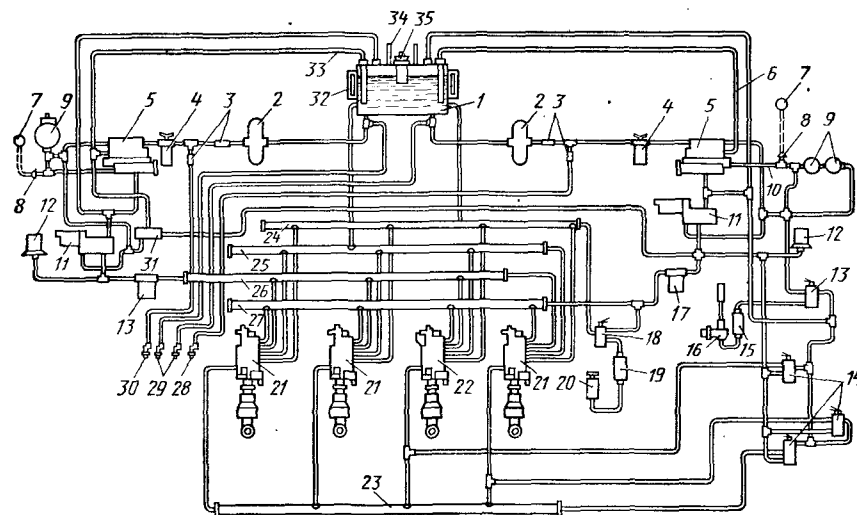


Рис. 14.1. Принципиальная схема гидравлической системы вертолета:

1 — гидробак; 2 — шестеренчатый насос; 3 — обратные клапаны; 4 — фильтр грубой очистки; 5 — автомат разгрузки насоса; 6 — магистраль слива жидкости из автомата разгрузки в бак; 7 — указатель индукционного манометра; 8 — датчик индукционного манометра; 9 — гидроаккумуляторы; 10 — магистраль подачи жидкости к управляющему золотнику автомата разгрузки насоса; 11, 13, 14, 18 — электромагнитные краны; 12 — сигнализатор давления; 15, 19 — дозаторы; 16 — ручка «шаг — газ» с цилиндром расстопоривания фрикциона; 17 — фильтр тонкой очистки; 20 — гидроупор; 21 — комбинированные гидроусилители (КАУ); 22 — комбинированный гидроусилитель (РА); 23, 24, 25, 26, 27 — коллекторы; 28 — бортовой клапан нагнетания основной системы; 29 — бортовые клапаны всасывания; 30 — бортовой клапан нагнетания дублирующей системы; 31 — автоматический клапан; 32 — масломерное стекло; 33 — магистраль слива жидкости из автомата разгрузки насоса; 34 — трубопроводы дренажа полостей гидробака; 35 — сливная горловина

Рассмотрим работу гидросистемы, принципиальная схема которой приведена на рис. 14.1. Из гидробака 1 по трубопроводу жидкость самотеком подается к гидравлическому шестеренчатому насосу 2, который нагнетает ее в систему. Далее жидкость под давлением через обратный клапан 3 и фильтр грубой очистки 4 поступает к автомату разгрузки насоса 5. Обратный клапан 3 не дает жидкости перетекать в бак при опробывании гидросистемы от наземной установки. Жидкость подается к гидроаккумуляторам и электромагнитным кранам 11 и 13, далее к датчику манометра 8 и к золотнику автомата разгрузки насоса. Затем через фильтр тонкой очистки жидкость попадает в коллектор 27 питания комбинированных гидроусилителей. От электромагнитного крана 11 жидкость подается к клапану 31 автоматического включения дублирующей системы, сигнализатору давления 12 и электромагнитным краном 14, которые подают сигнал на переключение гидроусилителей на комбинированный режим работы. Слив жидкости из гидроусилителей в бак 1 осуществляется через трубопроводы и сливной

коллектор 24. Электромагнитный кран 13 предназначен для управления фрикционом ручки «шаг—газ». Для уборки и выпуска шасси жидкость подается к трехпозиционному электромагнитному крану. Рабочее давление основной системы около 6,5 МПа. При падении давления до 3 МПа срабатывает клапан 31, разобрав магистраль нагнетания насоса дублирующей системы с магистралью слива жидкости в бак. Давление в системе начинает повышаться, и при 3,5 МПа у летчика зажигается табло «Дублирующая гидросистема включена».

14.1. ОСНОВНЫЕ АГРЕГАТЫ ГИДРОСИСТЕМЫ

Панель гидроагрегатов устанавливается на вертолет в собранном виде. Она представляет собой кронштейн с четырьмя узлами для крепления к фюзеляжу и седлом для крепления гидробака и гидроаккумуляторов.

Гидробак сварной конструкции крепится на панель гидроагрегатов при помощи лент. Он разделен перегородкой на отсеки, в которых находится жидкость для основной и дублирующей систем. Отсеки сообщаются между собой через заливную горловину, имеющую сетчатый фильтр и пробку с мерной линейкой. На корпусе бака имеются штуцера для подсоединения трубопроводов слива жидкости от автоматов разгрузки насосов. Под штуцерами установлены трубки с отверстиями малого диаметра для устранения пенообразования в режиме холостого хода насосов. Другие штуцера служат для подсоединения дренажных трубопроводов и трубопроводов слива жидкости из гидроагрегатов и гидроусилителей.

Насосы шестеренчатого типа установлены на корпусе главного редуктора и предназначены для подачи жидкости в систему под давлением.

Фильтры предназначены для очистки жидкости от взвешенных частиц, которые могут вызвать заедание золотниковых пар, закупорку дросселей и т. д. В каждой системе установлены фильтры грубой и тонкой очистки. В крышке фильтра грубой очистки смонтированы два перепускных шариковых клапана, которые при засорении фильтрующего элемента позволяют жидкости поступать в систему, минуя фильтрующий элемент. Элемент состоит из цилиндрического стального каркаса, на поверхности которого намотана профилированная проволока. Между ее витками образуются зазоры, служащие для протекания жидкости. В фильтре тонкой очистки в качестве фильтрующего элемента применяется сетка саржевого плетения с подслоем из никелевой сетки, укрепленной на металлическом каркасе.

Автомат разгрузки насоса предназначен для поддержания в системе рабочего давления в заданных пределах. При превы-

шении верхнего предела автомат переключает насос на режим холостого хода — прокачку жидкости в бак, минуя систему.

Гидроаккумулятор устраняет пульсации давления жидкости в гидросистеме и восполняет повышенный расход жидкости в начальный момент работы гидроусилителей. Корпус сферической формы сварен из двух отштампованных обечаек. Внутри аккумулятора установлена резиновая сферическая диафрагма, разделяющая полость корпуса на две части, верхняя из которых заполняется азотом под давлением. При расходе жидкости в системе азот играет роль пружины, перемещая диафрагму и пополняя систему жидкостью из полости аккумулятора.

Электромагнитные краны предназначены для включения питания гидроусилителей жидкостью, отключения их от основной и дублирующей гидросистем, включения гидроусилителей в комбинированный режим работы (при включенном автопилоте), подачи жидкости к цилиндрам управления фрикциона ручки «шаг—газ» и уборки и выпуска шасси. Золотник крана соединен с якорем управляющего им электромагнита. При подаче напряжения на одну из обмоток электромагнита его якорь занимает крайнее положение и через микровыключатель обесточивает обмотку катушки. При этом золотник также перемещается в крайнее положение, прекращая подачу жидкости к гидроусилителям.

Автоматический клапан обеспечивает включение дублирующей системы при падении давления в основной гидросистеме. Клапан представляет собой двухпозиционный золотник, находящийся под действием пружины и гидростатического давления, подводимого из основной системы. При падении давления золотник под действием пружины перекрывает каналы основной системы и включает в работу дублирующую систему.

Обратный клапан служит для перепуска жидкости в одном заданном направлении и запирает магистраль при обратном потоке жидкости. Он состоит из корпуса, клапана, пружины и штуцера. При движении жидкости в заданном направлении клапан открыт и обеспечивает свободный проход жидкости. При обратном потоке жидкости усилием пружины и давлением жидкости клапан прижимается к седлу и перекрывает проход.

Цилиндр управления фрикционом ручки «шаг—газ» предназначен для бесступенчатого изменения положения ручки. В качестве гидроцилиндра используется расточка в оси крепления ручки «шаг—газ». В цилиндре установлен свободно плавающий поршень с уплотнительными кольцами. При выключении электромагнитного крана жидкость подается в цилиндр, поршень, перемещаясь через промежуточный плунжер, действует на тарелку, отжимающую пружины. При этом ручка расстопоривается. При включении электромагнитного крана полость

под поршнем сообщается со сливом в бак, усилием пружины жидкость выдавливается на слив, ручка застопоривается.

Гидроусилители (комбинированные агрегаты управления — КАУ) установлены в системах управления вертолета и предназначены для снятия нагрузок с командных рычагов управления. Блок гидроусилителей расположен на корпусе главного редуктора. Входная качалка гидроусилителя соединяется с тягой проводки управления, идущей от командных рычагов в кабине пилота. Штоки силовых цилиндров соединяются с качалками автомата перекоса. От угловых перемещений гидроусилители удерживаются шлиц-шарнирами. Гидроусилители соединены с электрической цепью автопилота. Сигнал с командного рычага в кабине перемещает золотник, который соединяет полости цилиндра с магистралью слива и нагнетания. При этом перемещаются штоки цилиндров, и усиленный сигнал передается на тарелку автомата перекоса.

При автоматической стабилизации вертолета сигналы от автопилота могут перемещать штоки гидроусилителей в небольших пределах, при этом командные рычаги остаются неподвижными. Гидроусилители могут работать и в комбинированном режиме от ручного управления и от сигналов автопилота. Переключение режимов работы осуществляется электромагнитным краном. При отсутствии давления в основной и дублирующих системах имеющийся в гидроусилителе клапан обеспечивает кольцевание полостей силового цилиндра через распределительный золотник, что позволяет при неработающей гидросистеме вручную управлять вертолетом при небольших аэродинамических нагрузках.

14.2. ВОЗДУШНАЯ СИСТЕМА

Воздушная (пневматическая) система вертолета предназначена для торможения колес главных опор шасси и герметизации створок дверей грузовой кабины. Система включает в себя баллоны со сжатым воздухом, компрессор, фильтр-отстойник, обратный клапан и автомат давления.

При работе двигателей вертолета воздух от компрессора, установленного на главном редукторе, поступает через обратный клапан и фильтр-отстойник, где очищается от масла и влаги, в автомат давления, поддерживающий в системе постоянное давление около 5 МПа. От него воздух поступает к редукционному клапану управления тормозами колес главных опор шасси и через запорный кран в бортовой воздушный баллон. При неработающих двигателях воздух от наземного источника через зарядный штуцер и воздушный сетчатый фильтр, очищающий воздух от механических примесей, подается через авто-

мат давления к бортовому воздушному баллону и потребителям.

Торможение колес производится при нажатии на гашетку, расположенную на ручке продольно-поперечного управления. Гашетка нажимает на шток редукционного клапана, и сжатый воздух под давлением, которое зависит от степени перемещения штока, поступает в тормозные цилиндры колес.

При герметизации створок дверей грузовой кабины воздух от запорного крана через фильтр поступает в редуктор и далее через клапаны — в шланги герметизации.

14.3. ОСНОВНЫЕ АГРЕГАТЫ ВОЗДУШНОЙ СИСТЕМЫ

Компрессор предназначен для сжатия и нагнетания в бортовой баллон воздуха, обеспечивающего работу всех пневматических устройств вертолета.

Фильтр-отстойник служит для очистки воздуха от масла, воды и других примесей. При поступлении воздуха из компрессора во входное отверстие фильтра частицы масла и воды ударяются в отражательный стакан и стекают по нему вниз, а очищенный воздух поступает в систему через выходные отверстия фильтра. После полета через кран сливается конденсат.

Бортовой баллон шаровой формы сварен из двух штампованных полусфер. К верхней полусфере приварен фланец для установки штуцера подвода сжатого воздуха, а к нижней полусфере — фланец для установки крана слива отстоя.

Автомат давления служит для автоматического переключения компрессора с рабочего режима на холостой и обратно. При давлении в бортовом баллоне ниже расчетного возвратный клапан автомата давления отжимается, и воздух из компрессора через сетчатый фильтр поступает в бортовой баллон. После того как давление в баллоне достигнет расчетного значения, поршень автомата давления отжимается, сообщая канал компрессора с атмосферой.

Редуктор понижает давление воздуха и поддерживает постоянное давление в системе.

Запорный кран предназначен для перекрытия трубопровода воздушной системы.

Трубопроводы воздушной системы выполнены из коррозионно-стойкой стали и алюминиевых сплавов.

Контрольные вопросы

1. Почему фильтры тонкой и грубой очистки гидросистемы объединены в один блок?
2. Каково назначение гидроаккумулятора?
3. Что обеспечивает включение дублирующей системы?
4. Как производится торможение колес главного шасси?
5. Какой агрегат пневмосистемы обеспечивает включение компрессора?

15.1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Одним из ответственных этапов создания вертолета является разработка под заданные нагрузки узлов и деталей конструкции. При проектировании деталей необходимо стремиться к выполнению следующих общих требований: добиваться минимальной массы деталей, выдерживать принцип агрегатности, т. е. конструировать узлы в виде независимых агрегатов, устанавливаемых на вертолет в собранном виде; исключать подбор и подгонку деталей при сборке; обеспечивать полную взаимозаменяемость деталей; гарантировать высокую прочность деталей и узлов способами, не требующими увеличения массы; уделять особое внимание повышению сопротивления усталости деталей; придавать деталям рациональные формы, уменьшая концентрацию напряжений, вводить усталостно упрочняющую обработку; предупреждать коррозию деталей; добиваться унификации деталей; обеспечивать максимальную технологичность деталей, узлов и машины в целом, закладывая в конструкцию предпосылки наиболее производительного изготовления и сборки; расширять применение нормализованных деталей.

Одним из существенных показателей качества конструкции является ее масса. Максимального снижения массы можно добиться приданием деталям равнопрочности. Идеальный случай, когда напряжения в каждом сечении детали и в каждой точке этого сечения одинаковы. В реальных условиях можно только приблизиться к условию полной равнопрочности выравниванием

напряжения по сечению, удалением металла из наименее нагруженных мест и сосредоточением его в наиболее нагруженных местах — на периферии сечения.

Рассмотрим вал, нагруженный изгибающим моментом (рис. 15.1). Напряжения распределяются по закону прямой линии, проходящей через центр сечения. Удаление металла из слабонагруженных областей, т. е. переход к кольцевому сечению, приводит к более равномерному рас-

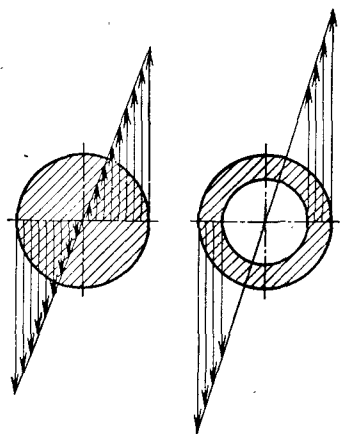


Рис. 15.1. Распределение напряжений в цилиндрических сечениях

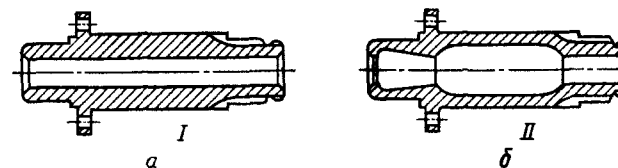


Рис. 15.2. Равнопрочность валов:

а — неравнопрочный вал; б — равнопрочный вал

пределению напряжений и снижению массы детали. При сохранении постоянного наружного диаметра уровень напряжений в стенке вала повышается. Однако незначительно увеличив внешний диаметр вала, можно привести напряжения к нужному уровню.

В сложных напряженных состояниях конструктивно невозможно достичь равенства напряжений по сечению. Тогда равнопрочными считают детали с одинаковыми максимальными напряжениями в каждом сечении (с учетом концентрации напряжений). При этом формы деталей могут быть очень сложны и нетехнологичны. Поэтому конструирование равнопрочных деталей сводится к приближительному воспроизведению их формы, полученной из условия равнопрочности, при уменьшении влияния источников концентрации напряжений.

Фланцевый вал I трансмиссии, нагруженный постоянным крутящим моментом, на участке между фланцем и шлицами неравнопрочен (рис. 15.2, а). Напряжения максимальны на шлицевом участке, между шлицами и фланцем напряжения меньше за счет увеличения наружного диаметра вала. Расчет из условия постоянства момента сопротивления кручению по сечению вала дает равнопрочную, но менее технологичную конструкцию II (см. рис. 15.2, б).

При сложной конфигурации детали и неопределенности действующих в ней напряжений трудно обеспечить равнопрочность. Для снижения массы таких деталей можно удалять металл из малонапряженных участков, находящихся в стороне от силового потока (например, отверстия в стенках нервюр, облегченные крепежных деталей).

Для эффективного уменьшения массы целесообразно использовать рациональные конструктивные схемы с наименьшим числом деталей и наиболее выгодным распределением силового потока. Масса конструкции во многом зависит от силовой схемы, т. е. от способа восприятия и передачи действующих в конструкции нагрузок. Силовая схема считается рациональной, если силы передаются на коротком участке (по возможности по прямой) элементами, работающими предпочтительно на растяжение или сжатие. Большинство элементов конструкции не сразу всем сечением включается в работу. Поэтому для эконо-

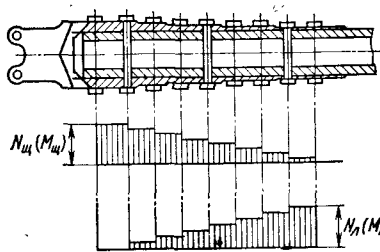


Рис. 15.3. Равномерное нагружение центробежной силой и изгибающим моментом стыковочного узла лопасти

мии массы неработающий материал надо удалять. Примером может служить конструкция щек узла крепления лопасти к втулке несущего винта (рис. 15.3). Ступенчатое изменение толщины щек позволяет обеспечить более

равномерное распределение нагрузки на болты. Если бы толщина щек была постоянной, то наибольшая нагрузка приходилась бы на крайние болты, а средние болты были бы мало нагружены.

Важной задачей для конструктора является выбор материала и формы сечения детали. К сожалению, конструкционные материалы, имеющие высокие прочностные характеристики, обладают и большей массой. Поэтому желательно иметь критерий, учитывающий прочность материала и его массу. Таким критерием является показатель σ_v/ρ , который называется *удельной прочностью* (здесь σ_v — предел прочности; ρ — плотность материала). При выборе конструкционного материала необходимо учитывать его удельные прочностные и жесткостные характеристики, соответствие материала условиям работы конструкции, усталостные характеристики материала, степень освоения технологии обработки материала и его стоимость. В настоящее время в конструкции вертолетов широко применяются композиционные материалы (КМ), имеющие высокую удельную прочность.

Рациональная форма сечения детали позволяет снизить ее массу, при этом надо стремиться, чтобы материал был сосредоточен в наиболее напряженных зонах. При выборе формы сечения детали необходимо учитывать особенности ее нагружения. При растяжении обычно применяют симметричные сплошные сечения (т. е. напряжения равномерно распределены по высоте сечения и зависят от его площади). Для стержней, работающих на растяжение-сжатие (например, фюзеляж ферменной схемы, тяги проводки управления, подкосы крыла и шасси), определяющим является напряжение потери устойчивости, которая может быть общей и местной. При местной потере устойчивости ось стержня остается прямой, а на его поверхности появляются выпуклости. При общей потере устойчивости критические напряжения вычисляются по формуле Эйлера (см. гл. 3), из которой следует, что величина $\sigma_{кр}$ зависит от момента инерции, а следовательно, и формы сечения стержня. Для увеличения $\sigma_{кр}$ надо увеличивать внешний диаметр, в результате чего увеличивается масса стержня, и уменьшать толщину

стенки, что может привести к местной потере устойчивости. Таким образом, процесс конструирования и проектирования есть поиск компромиссного решения. Поэтому размеры сечения стержня выбирают из условия $\sigma_{кр} = \sigma_{кр.м}$.

В элементах конструкции, работающих на изгиб (пояса лонжеронов, элементы шасси), наибольшие напряжения возникают на максимальном удалении от нейтральной оси, где и рекомендуется располагать основную массу материала. Например, для лонжерона — это двутавровая балка, состоящая из двух поясов и приклепанной к ним тонкой стенки.

Кручение лучше воспринимают тонкостенные конструкции замкнутого типа. Напряжения, действующие в них, вычисляются по формуле (3.10), из которой следует, что для уменьшения действующих напряжений необходимо увеличить площадь контура. Толщину δ выбирают из условия местной потери устойчивости.

В конструкциях, имеющих сложную схему нагружения, изгиб в двух плоскостях, срез, кручение, применяют пустотелые сечения из двух, сваренных между собой штамповок (вилка крепления колеса шасси). Во всех случаях нагружения надо учитывать возможность ослабления сечения различными вырезами, которые вызывают изменение силового потока.

15.2. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ, РАБОТАЮЩИХ ПОД ДЕЙСТВИЕМ ПЕРЕМЕННЫХ НАГРУЗОК

Большинство узлов и деталей вертолета подвержены действию циклических нагрузок. Детали, подвергающиеся длительной повторно-переменной нагрузке, разрушаются при напряжениях, значительно меньших предела прочности материала при статическом нагружении.

Определяющее значение для сопротивления усталости имеет поверхностный слой детали, который при большинстве видов нагружения подвергается максимальным напряжениям. Частицы металла, выходящие на поверхность, имеют повышенную активность и легко взаимодействуют с окружающей средой. На поверхности металла образуются прочные, неудалимые обычными механическими или химическими способами пленки пара, влаги и т. д., которые, проникая через микротрещины в глубь металла, ослабляют его. Поверхностный слой ослабляется и предшествующей обработкой, а также подвержен коррозии (в том числе фреттинг-коррозии). Таким образом, поверхностный слой является концентратором напряжений, влияние которого необходимо ослаблять упрочняющими мероприятиями.

Циклическая прочность деталей существенно уменьшается на участках ослаблений, резких переходов, надрезов и т. д.,

вызывающих местную концентрацию напряжений, максимальное значение которых может в 2—5 раз превышать средний уровень напряжений. Степень повышения напряжения зависит от вида и формы ослабления. Чем больше перепад сечений на участке перехода и чем резче переходы, тем выше местные максимальные напряжения. Явление концентрации напряжений, вызванное формой, на практике усугубляется тем обстоятельством, что участки расположения концентраторов почти всегда бывают ослаблены по технологическим причинам. У деталей, прошедших механическую обработку, ослабление на участках переходов происходит в результате перерезания волокон, полученных при предшествующей горячей обработке заготовки давлением. У литых деталей участки переходов ослаблены литейными дефектами, вызванными нарушениями структуры при кристаллизации металла и охлаждении отливки. На этих участках могут сосредоточиваться рыхлоты, пористость, микротрещины и возникают внутренние напряжения. У кованных и штампованных деталей участки переходов имеют пониженную прочность вследствие вытяжки металла на этих участках. Поэтому различают геометрические и технологические концентраторы напряжений. Типичными концентраторами являются отверстия, канавки, шпоночные пазы, штифты, шлицы, сварные швы и т. д.

Существуют технологические и конструктивные способы упрочнения деталей. В первом случае применяют специальные приемы обработки, во втором — придают деталям форму, благоприятную для восприятия циклических нагрузок.

Технологические способы. Предел выносливости повышается при создании предварительных напряжений сжатия. Этого можно добиться поверхностной закалкой (токами высокой частоты, газопламенной закалкой) и химико-термической обработкой (цементацией, азотированием), при которых в поверхностном слое материала возникают остаточные сжимающие напряжения. Кроме того, при этом уменьшается износ поверхностного слоя.

Поверхности деталей, работающих при циклических нагрузках, должны иметь высокую чистоту. Полирование и микрошлифование повышают сопротивление усталости, особенно у деталей из твердых материалов. Применяют также наклеп — поверхностную пластическую деформацию, при которой поверхностный слой распушивается и в нем создаются остаточные напряжения сжатия. Основными способами поверхностного упрочнения являются дробеструйная обработка, обкатывание, чеканка и алмазное выглаживание.

Дробеструйная обработка заключается в наклепе поверхностного слоя потоком стальных закаленных шариков $\varnothing 0,5$ — $1,5$ мм. Этому виду упрочнения можно подвергать и фасонные

поверхности, но следует учитывать, что при наклепе несколько снижается качество поверхности.

Поверхности вращения упрочняют обкатыванием стальными закаленными роликами. С целью уменьшения давления на ролики применяют виброобкатывание, при котором качество поверхности улучшается. Стенки отверстий упрочняют с помощью раскатывания, калибрования шариками и дорнования. Особое значение для увеличения циклической прочности имеет предупреждение всех видов коррозии.


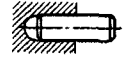

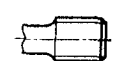
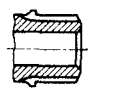
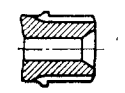
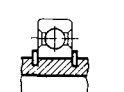
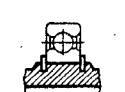
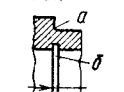

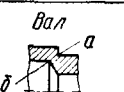
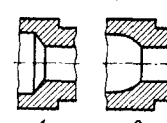
Конструктивные способы. Уменьшение концентрации напряжений. Если устранить концентраторы напряжений полностью невозможно, то следует заменять силовые концентраторы умеренно действующими. Концентраторы следует удалять из наиболее напряженных участков и по возможности переносить в зоны наименьших напряжений. Примеры устранения и снижения концентрации напряжений приведены в табл. 3.

Галтели. Концентрацию напряжений в узлах ступенчатых деталей можно существенно снизить рациональной формой сопряжения ступеней. Острые углы на участках перехода вызывают резкую концентрацию напряжений (рис. 15.4, а). Конические сопряжения увеличивают прочность переходных участков (рис. 15.4, б), но сокращают длину цилиндрической поверхности малого диаметра. Их применяют только на свободных переходах, где деталь конструктивно не связана со смежными деталями. Чаще всего для снижения концентрации напряжений на участках перехода вводят галтели (см. рис. 15.4, в, г). Чем меньше перепад диаметров и больше относительный радиус галтели $r = \frac{R}{d}$ (см. рис. 15.4, в), тем меньше концентра-

ция напряжений. Применяются также эллиптические и поднутренные галтели (см. рис. 15.4, г, д). Недостатком эллиптических галтелей является сокращение длины цилиндрической части вала, что нежелательно при установке шейки вала в подшипниках скольжения. Этого недостатка лишены поднутренные галтели. Их целесообразно применять в случае сопряжения цилиндрических валов с призматическими частями, когда есть место для расположения галтели достаточно большого радиуса.

Участки деталей, ослабленные отверстиями, упрочняют путем увеличения сечений в зоне расположения отверстий, скругления и обжатия кромок отверстий. Внутренние полости валов, подвергающихся большим циклическим нагрузкам, следует обрабатывать с высокой чистотой поверхности и подвергать упрочняющей обработке. На внутренних поверхностях следует избегать выточек, резьб и других концентраторов напряжений. Детали, подверженные высоким циклическим нагрузкам, долж-

Таблица 3

Исходная конструкция	Измененная конструкция	Сущность изменения
<p>Отверстие под штифт</p>  <p>Концентрация напряжений дна отверстия</p>		Днище отверстия закруглено
<p>Нарезной стержень</p> 		Увеличен диаметр нарезного участка
<p>Шлицевой вал</p>  <p>Концентрация напряжений основания шлицев</p>		Вал усилен на ослабленном участке
<p>Установка подшипника на валу</p>  <p>Вал ослаблен канавками под стопорные кольца</p>		Вал усилен на ослабленном участке
<p>Вал</p>  <p>Совмещение концентраторов напряжений (наружный входящий угол α и выточка δ)</p>		Ослабленный участок усилен разностой концентраторов напряжений
<p>Вал</p>  <p>Совмещение концентраторов напряжений (наружный входящий угол α и внутренний δ)</p>	 <p>1 2</p>	<p>1. Ослабленный участок усилен разностой входящих углов</p> <p>2. Внутренний концентратор устранен приданием полости плавных очертаний</p>

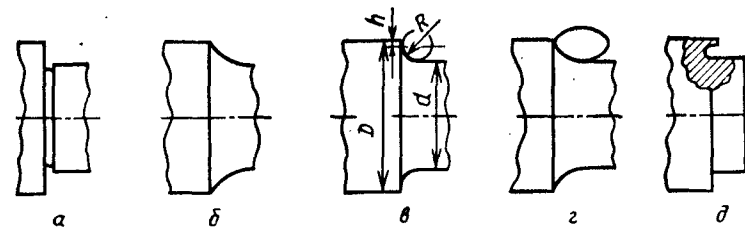


Рис. 15.4. Снижение концентрации напряжений при помощи галтелей:

a — наличие концентрации напряжений; b — конические сопряжения; c — влияние радиуса галтели; d — эллиптические галтели; e — поднутренные галтели

ны иметь плавные формы, обеспечивающие равномерность силового потока. Сечения деталей во избежание скачков напряжений нужно определять из условия приблизительной одинаковости напряжений с учетом всех действующих нагрузок.

Для зубчатых пар, применяемых в редукторах вертолета, необходимо устранять местные скачки напряжений, возникающие в точках приложения сосредоточенных нагрузок. В зубчатых колесах непрямолинейность зуба и перекося осей могут вызвать сосредоточение нагрузки на кромках, в результате чего повысится напряжения изгиба и смятия. Поэтому необходимо смятие фасок или галтелей на узлах зубьев. Целесообразно увеличивать податливость зуба посредством уменьшения жесткости обода по направлению к торцам.

Упрочнение прессовых соединений достигается уменьшением давления на посадочных поверхностях и напряжений в охватывающей и охватываемой деталях, а также рациональным выбором параметров соединения (диаметра и длины посадочных поверхностей, толщин стенок соединяемых деталей). Прочность соединения можно значительно повысить круговым накатыванием посадочной поверхности вала. Не следует применять накатывание ограниченных кольцевых участков соединения, так как на границах этих участков возникают скачки напряжений. Эффективный способ повышения сопротивления усталости прессовых соединений — упрочнения контактных поверхностей химико-термической обработкой.

Соединения, испытывающие знакопеременные нагрузки, подвержены усталостным повреждениям особого вида: фреттинг-коррозии (окисление поверхностей соединяемых деталей), наклепу и свариванию. Основной причиной этих дефектов являются многократные повторные деформации и микросдвиги сопряженных поверхностей в окружном и продольном направлениях, вызывающие нагрев металла. Для предотвращения нежелательных явлений применяют следующие конструктивные мероприятия: уменьшение деформаций сопрягаемых деталей (уве-

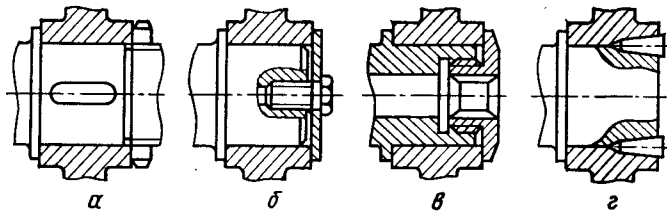


Рис. 15.5. Затяжка цилиндрических соединений

личение жесткости конструкции, силовую затяжку соединений, безззорную передачу крутящего момента); отвод тепла (ввод охлаждающего масла); установку между контактными поверхностями промежуточных втулок из мягкого материала; разделительные покрытия; создание в поверхностных слоях структур, устойчивых против коррозии и сваривания.

Основной конструктивный прием предотвращения наклепа и сваривания — создание на сопрягающихся поверхностях радиального или осевого натяга, который резко повышает жесткость узла в целом, уменьшает упругие деформации системы и эффективно тормозит взаимные смещения сопрягающихся поверхностей. При осевой затяжке с упором ступицы в буртик вала (рис. 15.5, а) радиальный натяг зависит от типа посадки ступицы на вал. Чем тяжелее условия работы, тем более тугой должна быть посадка. В концевых соединениях применяют затяжку центральным болтом (см. рис. 15.5, б) или более сильную затяжку внутренней гайкой (см. рис. 15.5, в). Радиальный натяг обеспечивает пресовая посадка. Устранить возможность появления угловых перемещений сопрягающихся поверхностей и обеспечить безззорную передачу крутящего момента можно при помощи конических штифтов (см. рис. 15.5, г). Однако соединение при этом получается неразборным.

15.3. ТИПЫ СОЕДИНЕНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ

Соединения бывают неразъемные и разъемные. К неразъемным относятся соединения обшивки с силовым набором фюзеляжа, крыла и оперения; фланцевые стыки валов трансмиссии; крепление рамы главного редуктора к фюзеляжу и др. Неразъемные соединения осуществляются при помощи заклепок, болтов, винтов, сварки и клейки. Эти соединения несут полную нагрузку и передают ее с одного элемента на другой.

Заклепочные соединения широко применяются в вертолетостроении. Они позволяют соединять детали из разнородных материалов, исключают присущее сварке ухудшение структуры материала в области шва из-за термического воздей-

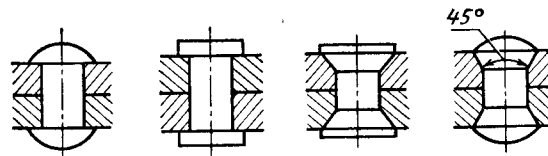


Рис. 15.6. Виды заклепок

ствия. Заклепочные соединения работают на срез. Для этого заклепка должна быть установлена в отверстии без зазора.

На рис. 15.6 приведены различные виды заклепок. Следует отметить, что у заклепок с головками вплотай усилие расклепывания передается на стержень, раздавая его в поперечном направлении. Нагартовка заклепки усилием расклепывания упрочняет ее материал и повышает прочность соединения. Заклепки обычно изготавливают из того же материала, что и склепываемые детали, так как если применять металлы с различным электрохимическим потенциалом, образуются гальванические пары, вызывающие коррозию стыка. В таких случаях обязательно антикоррозионное покрытие заклепок. Заклепочные соединения бывают однорядные, двухрядные и многорядные. В двухрядных и многорядных швах заклепки располагают в шахматном порядке, что позволяет более равномерно их нагрузить и облегчает их установку (рис. 15.7).

Расчет заклепочных соединений рассмотрен в работе [3]. При расчетном диаметре более 6 мм заклепки следует отнести к болтовым соединениям.

Болтовыми соединениями (рис. 15.8) являются фланцевые стыки валов трансмиссии, крепление наконечника к пресованному лонжерону лопасти несущего винта, соединение картера главного редуктора с рамой и др. Для правильной работы болтовое соединение должно быть разгружено от изгиба и среза. При установке болта с зазором он будет изгибаться от поперечных сил. Если же зазора нет, в плоскости стыка болт работает на срез. Кроме того, он растягивается за счет



Рис. 15.7. Выравнивание нагрузки в заклепочном шве

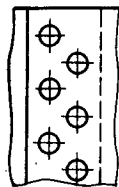
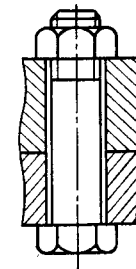


Рис. 15.8. Болтовое соединение



предварительной затяжки и удлинения при смещении скрепляемой детали. Вследствие возникновения сложного напряженного состояния прочность болта резко уменьшается. Поэтому для упрочнения стяжных соединений поперечные силы должны восприниматься дополнительными силовыми элементами, а само соединение должно работать только на растяжение.

В подвижных разъемных соединениях болты работают на срез. Для исключения изгиба в этом случае болты должны устанавливаться в отверстия по соответствующей посадке. Для нормальной работы пакета на смятие в нем должна размещаться только гладкая часть болта, а резьба — под гайкой. Усталостную долговечность болтового соединения, работающего на срез, можно повысить рациональным выбором силы затяжки и соотношения упругости болтов и стягиваемых деталей. Затяжка уменьшает циклическую долю нагрузки, делая ее почти полностью статической. Резьба является концентратором напряжений в болтовом соединении. Напряжения в резьбе можно уменьшить, увеличив диаметр резьбы и высоту гайки. Ответственные болтовые соединения кончаются шплинтами, стандартными шайбами или самоконтрящимися гайками. Расчет болтовых соединений приведен в работе [3].

Сварные соединения мало используются в вертолетостроении.

Клеевые соединения широко применяются в вертолетостроении. Они не вносят концентрации напряжений в соединение, обеспечивают высокое качество поверхности соединения и его герметичность, не ослабляют соединения отверстиями или термическими воздействиями. В конструкции вертолета клеевые соединения используются в лопастях несущего и рулевого винтов (соединение обшивки с сотовым наполнителем, каркаса — с обшивкой), в креплении элементов каркаса фюзеляжа и хвостовой балки и т. д. Клеевые соединения работают только на сдвиг, что и является их основным недостатком. Поэтому достаточно часто клеевые соединения используются вместе с клепкой или точечной сваркой для повышения сопротивления усталости, надежности и герметичности соединений. Клеевые соединения широко применяются в конструкциях многослойных панелей. Расчет клеевых соединений рассмотрен в работе [3].

Разъемные соединения применяются в тех элементах конструкции, которые могут в процессе эксплуатации смещаться относительно друг друга или подвергаться разборке. Они подразделяются на неподвижные, малоподвижные и подвижные. К неподвижным относятся болтовые и винтовые соединения (стыковочные узлы крепления крыла и стабилизатора, крепление концевой обтекателя лопасти несущего винта и т. д.). Если взаимное перемещение деталей соединения происходит под дей-

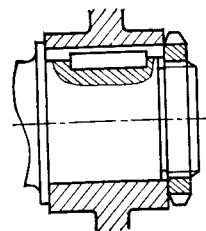


Рис. 15.9. Шпоночное соединение

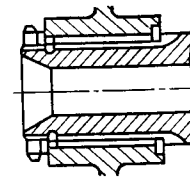


Рис. 15.10. Шлицевое соединение

ствием больших расчетных нагрузок, то соединение является подвижным, если же перемещения происходят без действия больших расчетных нагрузок, то соединение — малоподвижное. Например, соединение подкосов ферменного шасси является малоподвижным, а крепление амортизатора рычажной стойки шасси — подвижным.

Способы передачи крутящего момента. Имеются два способа передачи крутящего момента — при помощи жестких и фрикционных соединений. К жестким относятся шпоночные, шлицевые, призматические, штифтовые и фланцевые соединения. Крутящий момент передается при работе указанных элементов соединений на срез, изгиб или смятие.

Шпоночные соединения (рис. 15.9) используются при небольшом передаваемом моменте.

Недостатки соединения: ослабление вала шпоночными пазами, концентрация напряжений, вызванная формой пазов, и низкая технологичность.

Шлицевые соединения (рис. 15.10) применяются для крепления втулки несущего винта на валу главного редуктора, соединения валов трансмиссии и т. д. Они имеют ряд преимуществ перед шпонками: большее число элементов, передающих крутящий момент, а следовательно, меньшие усилия, действующие на элементы соединения; меньшая концентрация напряжений, чем в пазах шпоночного соединения. Шлицевые соединения не требуют подгонки при сборке. Различают шлицы прямоугольного профиля, эвольвентные, треугольные и трапецеидальные.

В вертолетостроении чаще используют эвольвентные шлицы, которые представляют собой зубья эвольвентного профиля, характеризующиеся модулем и углом зацепления. Прочность их выше благодаря форме зуба, они технологичны в изготовлении, кроме того, их можно подвергать доводочной обработке и упрочнению.

Торцовые шлицы (рис. 15.11) используются в соединениях частей валов, хвостовым редукторе и др. Они представляют собой зубья треугольного профиля, нарезанные на торцах соединяемых деталей и стянутые осевым усилием. Образующие

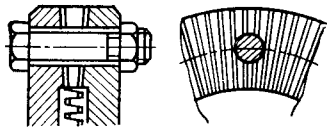


Рис. 15.11. Торцевые шлицы

шлицев должны сходиться в центре соединения для плотного прилегания рабочих поверхностей.

Для повышения работоспособности шлицевых соединений применяют осевую затяжку при помощи гаек с упором через шайбу в торцы шлицев ступицы.

Штифтовые соединения (рис. 15.12) применяются для передачи крутящего момента в неразборных соединениях. Штифты устанавливаются на прессовой посадке в отверстия, совместно просверленные и развернутые в валу и ступице по стыку посадочных поверхностей. Конические штифты страхуют от выпадения с помощью шайбы и гайки. Концентрация напряжений при таком соединении невелика. Недостаток соединения — необходимость совместной обработки отверстий под штифты в валу и ступице.

Фланцевые соединения (рис. 15.13) используются при стыковке валов трансмиссии. Крутящий момент передается болтами, работающими на срез, и силами трения, возникающими на стыкуемых поверхностях при затяжке болтов. Достоинством такого соединения является беззазорная передача крутящего момента, достигаемая выбором посадки стяжных болтов. Силы трения не дают возможности взаимного углового смещения фланцев, что предотвращает фреттинг-коррозию.

Фрикционные соединения включают в себя прессовые, конусные и соединения пружинными стяжными кольцами. Крутящий момент передается силами трения, возникающими на соединяемых поверхностях. Обычно в таких соединениях используется осевая затяжка. Применение фрикционных соединений в конструкции вертолета ограничено.

Процесс конструирования заканчивается оформлением чертежей деталей и узлов в строгом соответствии с требованиями Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

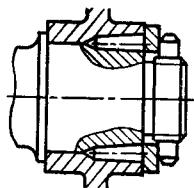
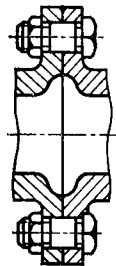


Рис. 15.12. Штифтовое соединение

Рис. 15.13. Фланцевое соединение



1. Какие детали считают равнопрочными?
2. Объясните влияние поверхностного слоя детали на сопротивление усталости.
3. Каковы конструктивные способы повышения ресурса?
4. Назовите виды неразъемных соединений.
5. Какие виды шлицов вы знаете?

ГЛАВА 16

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЕРТОЛЕТОВ

Проектирование вертолета представляет собой процесс создания технического облика будущей машины, обладающей необходимыми летно-техническими, эксплуатационными, экономическими и производственно-технологическими характеристиками. Основной задачей при проектировании вертолета является правильный выбор его схемы и параметров, разработка конструктивно-силовых схем и определение массово-жесткостных и геометрических характеристик его агрегатов, обеспечивающих достижение заданных летно-технических характеристик. Являясь сложным техническим объектом, вертолет в процессе создания должен удовлетворять целому ряду различных, порой противоречивых требований. Поэтому с учетом существующих при проектировании любого летательного аппарата физических, технических и временных ограничений проектирование вертолета превращается в итерационный процесс поиска компромисса между этими требованиями, обеспечивающего оптимальный выбор параметров.

Важным условием является удовлетворение требований, определяющих назначение, размерность, тип вертолета, его летные данные, конструктивные, эксплуатационные и экономические характеристики. Весь этот комплекс требований содержится в техническом задании на проектирование вертолета, составляющем вместе с «Нормами летной годности гражданских вертолетов СССР», ГОСТами и ОСТАми основные нормативные документы, регламентирующие процесс создания вертолетов.

16.1. ТРЕБОВАНИЯ К ПРОЕКТИРУЕМОМУ ВЕРТОЛЕТУ

Требования, предъявляемые к проектируемому вертолетам, условно можно разделить на две группы:

- общие требования к проектируемому вертолетам, определяющие уровень их технического совершенства;
- специальные требования, позволяющие наиболее полно выполнить поставленные перед проектируемым вертолетом задачи.

Общие требования к вертолетам наиболее полно изложены в НЛГВ [13]. К ним относятся требования по обеспечению безопасности полета, требования к летным характеристикам, устойчивости и управляемости вертолета, требования к прочности вертолета, к конструкции вертолета, его системам и агрегатам. Немаловажное значение имеют требования технологичности конструкции, а также эксплуатационные и экономические.

Специальные требования к проектируемому вертолету заключаются в определении его целевого назначения, летно-технических, эксплуатационных и технико-экономических характеристик, т. е. тактико-технических требований (ТТТ). В ТТТ содержатся все важнейшие характеристики будущего вертолета, включая его назначение, грузоподъемность, размеры грузовой кабины, число и тип двигателей, дальность или продолжительность полета на каком-то определенном режиме, состав членов экипажа. Указываются также летные характеристики (статический и динамический потолки, крейсерская и максимальная скорости, скороподъемность, время набора рабочей высоты). Помимо летных характеристик в ТТТ приводятся требования эксплуатационного характера: требуемый ресурс основных агрегатов (общий и межремонтный), трудоемкость технического обслуживания, периодичность основных регламентных работ и т. п. В зависимости от назначения и класса вертолета в ТТТ задаются также специальные требования, определяющие условия эксплуатации вертолета, специфические режимы полета, состав оборудования и т. д. Таким образом, проектируемый вертолет в основном (исключая конструктивные формы) полностью определяется задаваемыми ТТТ, которые наиболее полно излагаются в техническом задании (ТЗ) на разработку нового вертолета, являющемся основным документом, стимулирующим проектно-конструкторскую проработку нового летательного аппарата.

16.2. ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВЕРТОЛЕТА И ЗАДАЧИ, РЕШАЕМЫЕ НА НИХ

Несмотря на существенные отличия вертолета от других типов летательных аппаратов процесс их проектирования и постройки укладывается в общую схему создания авиационной техники, основными элементами которой являются следующие этапы:

- разработка тактико-технических требований к новому вертолету;
- разработка технических предложений (предварительное проектирование);
- эскизное проектирование;

рабочее проектирование, постройка и летные испытания новой машины.

Первый этап, часто называемый этапом **внешнего проектирования**, осуществляется совместно заказчиком и ОКБ. На этом этапе проводится разработка требований к новому вертолету и обоснование его основных характеристик. В этот период формируются и задаются важнейшие летно-технические, эксплуатационные и экономические характеристики вертолета, входящие в ТТТ. Заканчивается эта работа созданием проекта ТТТ на разрабатываемый вертолет.

Второй этап начинается с проработки ТТТ в опытно-конструкторском бюро. Для того чтобы требования были выполнены и базировались на конкретных проработках, в конструкторском бюро обычно выполняется предварительный проект или, как это принято называть, **разрабатывается техническое предложение**. Уже в процессе этой конструкторской проработки закладываются основные конструктивные, аэродинамические параметры и массовые характеристики будущего вертолета, его агрегатов и систем. На основе проработки уточняются некоторые положения тактико-технических требований с учетом реально существующих на данный момент времени возможностей промышленности. Выходной информацией этого этапа являются чертежи общих видов вертолета, а также документация о его технических, экономических и эксплуатационных характеристиках. На основании этих материалов принимается решение о целесообразности дальнейшей разработки проекта.

На этапе **эскизного проектирования и макетирования** разрабатываемого аппарата окончательно отрабатываются основные параметры вертолета, уточняются его отдельные системы, осуществляются объемно-весовая и конструктивная компоновки аппарата с уточнением его центровки на основе полных расчетов масс агрегатов планера, силовой установки, оборудования, снаряжения, грузов и т. д. В процессе эскизного проектирования обычно проводятся широкие теоретические и экспериментальные исследования агрегатов и систем будущего вертолета с использованием аэродинамических труб, стенов динамических испытаний, натурных стенов по отработке отдельных, принципиально новых систем. Эта работа завершается созданием натурального макета вертолета, в котором производится завершающая увязка всех его агрегатов и систем. В результате работы над макетом, выполняемой ОКБ и заказчиком, составляется документ, который более полно определяет основные характеристики будущего вертолета. Этот документ позволяет конструктору перейти к завершающему этапу работы по созданию новой машины, который включает в себя рабочее проектирование, постройку опытных образцов нового вертолета и проведение их летных испытаний.

Рабочее проектирование обеспечивает практическую реализацию заявленных параметров и характеристик вертолета. В его процессе выпускается вся техническая документация, необходимая для изготовления, сборки и монтажа как отдельных агрегатов и систем, так и всего вертолета в целом. Разрабатываются чертежи общих видов агрегатов вертолета, сборочные и детализировочные чертежи отдельных узлов, вся технологическая документация. Рабочее проектирование сопровождается большим объемом проверочных испытаний отдельных элементов конструкций и систем. При этом одновременно проводятся стендовые испытания систем оборудования, управления и жизнеобеспечения.

На основе результатов таких всесторонних испытаний выпускаются окончательные чертежи, по которым строятся первые опытные экземпляры вертолета для проведения летных испытаний. **В процессе летных испытаний** выясняются дополнительные подробности, которые невозможно было предусмотреть заранее. Приходится уточнять нагрузки на отдельные агрегаты, искать решение новых проблем, связанных с аэродинамикой, устойчивостью, условиями эксплуатации и т. д. Выполняя работы на этой стадии проектирования, конструкторы уже не могут изменить основные параметры разрабатываемого вертолета, поэтому главное содержание работ этого периода — обеспечить намеченные ранее основные летно-технические характеристики, в первую очередь массовые и аэродинамические. Во время работ на этом этапе должно быть обеспечено также выполнение заданных характеристик, определяющих технологическую, эксплуатационную и экономическую эффективность создаваемого вертолета.

16.3. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ВЕРТОЛЕТА

На этапе предварительного проектирования определяются основные параметры и размеры вертолета, позволяющие удовлетворить заданные летно-технические, эксплуатационные и экономические требования, предъявляемые к создаваемому вертолету. В процессе предварительного проектирования проводится уточнение ТТТ к вертолету и определяется целесообразность дальнейшей работы по его созданию в случае несоответствия задаваемых требований техническому уровню развития и возможностям промышленности.

На этапе предварительного проектирования проводятся следующие работы:

анализ статистических данных прототипов проектируемого вертолета;

выбор и обоснование схемы вертолета;

определение основных параметров вертолета и выбор двигателя;

определение основных размеров частей вертолета, разработка общего вида и компоновки вертолета;

расчет масс и центровка вертолета;

аэродинамический расчет и определение характеристик устойчивости;

проектировочные расчеты (на прочность, управляемость и т. д.).

Приведенный перечень работ отражает примерную последовательность их проведения, однако в процессе предварительного проектирования приходится неоднократно возвращаться к первоначальным видам работ, выбирая параметры и характеристики вертолета методом последовательных приближений.

Проектирование вертолета обычно ведут под заданный двигатель. В том случае, если тип и число двигателей не заданы, в процессе проектирования проводится их выбор.

Анализ статистических данных по прототипам помогает провести предварительную оценку и выбрать параметры начального приближения. Схема вертолета выбирается обычно посредством одновременной проработки и анализа нескольких схем вертолетов под одно и то же задание. Выбор параметров, размеров и характеристик вертолета должен проводиться с учетом действующих при проектировании ограничений, которые включают в себя ограничения, обусловленные общими техническими требованиями (НЛГВ), ограничения, определяемые условиями эксплуатации и особенностями применения, и технические ограничения, обусловленные возможностью использования современных материалов, прогрессивных технологий и т. п.

Выбор схемы определяется назначением вертолета и техническими требованиями, предъявляемыми к нему [2]. Анализируя возможные схемы вертолета, следует выделить прежде всего схемы, которые обеспечивают лучшую весовую отдачу, меньшую потерю мощности, более экономичный полет, лучшие устойчивость и управляемость, большую безопасность полета, удобства для экипажа и пассажиров. Большое значение при выборе схемы имеет взлетная масса. Как показывает опыт, вертолеты малой и средней грузоподъемности (с взлетной массой до 11—12 т) в зависимости от назначения следует проектировать по одновинтовой или соосной схеме. Для тяжелых вертолетов (с взлетной массой до 50 т) наиболее целесообразной является одновинговая схема. Для перевозки крупногабаритных тяжелых грузов на небольшие расстояния могут понадобиться сверхтяжелые вертолеты — «воздушные краны» с высокой весовой отдачей. Этому требованию удовлетворяют многвинтовые вертолеты, так как ограничения на максимальный крутящий момент, передаваемый коническими парами шесте-

рен главного редуктора, могут не позволить создать сверхтяжелый вертолет одновинтовой схемы. Не следует при этом исключать и реактивные вертолеты, у которых весовая отдача очень велика.

Предварительное определение взлетной массы вертолета. Взлетная масса вертолета m_0 складывается из масс пустого вертолета $m_{\text{пус}}$, экипажа и снаряжения $m_{\text{эк}}$, целевой нагрузки (перевозимого груза или пассажиров) $m_{\text{ц.н}}$ и массы топлива $m_{\text{т}}$:

$$m_0 = m_{\text{пус}} + m_{\text{эк}} + m_{\text{ц.н}} + m_{\text{т}} \quad (16.1)$$

Значения $m_{\text{пус}}$ и $m_{\text{т}}$ существенно зависят от взлетной массы вертолета, его параметров и характеристик. Для уменьшения этого влияния разделим обе части уравнения (16.1) на m_0 :

$$1 = \bar{m}_{\text{пус}} + \bar{m}_{\text{т}} + \frac{m_{\text{ц.н}} + m_{\text{эк}}}{m_0} \quad (16.2)$$

Полученное уравнение относительных масс (16.2) позволяет определить взлетную массу вертолета в первом приближении, принимая в качестве исходных данных величину масс целевой нагрузки и экипажа, задаваемых техническим заданием. Решая уравнение (16.2) относительно m_0 , получим

$$(m_0)_1 = \frac{m_{\text{ц.н}} + m_{\text{эк}}}{1 - \bar{m}_{\text{пус}} - \bar{m}_{\text{т}}} \quad (16.3)$$

При этом значения $\bar{m}_{\text{пус}}$ и $\bar{m}_{\text{т}}$ можно определить по статистике на основе анализа прототипов.

К массе пустого вертолета в соответствии с установившейся классификацией относятся масса планера, включающего в себя фюзеляж, крыло, оперение, капоты, шасси и управление, масса силовой установки, включающей в себя двигателя, трансмиссию, несущие и рулевые винты, топливную и маслосистемы, системы пожаротушения и охлаждения, и масса несъемного оборудования. Следует отметить, что относительная масса пустого вертолета характеризует степень весового совершенства вертолета и связана с весовой отдачей соотношением

$$\bar{m}_{\text{пус}} = \frac{m_0 - m_{\text{п.н}}}{m_0} = 1 - \bar{m}, \quad (16.4)$$

где $m_{\text{п.н}}$ — масса полной нагрузки, состоящая из масс целевой нагрузки и топлива; $\bar{m} = \frac{m_{\text{п.н}}}{m_0}$ — весовая отдача вертолета.

Поскольку весовая отдача современных вертолетов в зависимости от их назначения и грузоподъемности составляет 0,40—0,52 для транспортных и 0,3—0,4 для вертолетов спецприменения (боевых, противолодочных и др.), значения $\bar{m}_{\text{пус}}$ можно

принять соответственно 0,48—0,6 для транспортных и 0,6—0,7 для вертолетов спецприменения.

Относительная масса топлива $\bar{m}_{\text{т}}$ в первом приближении может быть определена в зависимости от заданной дальности по формуле

$$\bar{m}_{\text{т}} = \bar{q}_{\text{т}} L + 0,33 \bar{Q}_{\text{ч}}, \quad (16.5)$$

где $\bar{q}_{\text{т}}$ — относительный километровый расход топлива, т. е. километровый расход, отнесенный к взлетной массе вертолета, 1/км; $\bar{Q}_{\text{ч}}$ — относительный часовой расход топлива, 1/ч; L — дальность полета, км.

Величины $\bar{q}_{\text{т}}$ и $\bar{Q}_{\text{ч}}$ определяются на основе статистической обработки. Их значения в зависимости от грузоподъемности составляют $\bar{q}_{\text{т}} = (0,19 \dots 0,3) \cdot 10^{-3}$ и $\bar{Q}_{\text{ч}} = (5,5 \dots 6,3) \cdot 10^{-2}$. Меньшие значения $\bar{q}_{\text{т}}$ и $\bar{Q}_{\text{ч}}$ соответствуют вертолетам большей грузоподъемности.

Определение основных параметров вертолета. К основным параметрам вертолета, определяемым при его проектировании, относятся взлетная масса m_0 , диаметр несущего винта D и связанная с ним удельная нагрузка p на ометаемую несущим винтом площадь ($p = \frac{4m_0g}{\pi D^2}$), мощность двигателя N или энергооборуженность ($N = \frac{N}{m_0g}$), заполнение несущего винта σ , окружная скорость концов лопастей ωR или частота вращения несущего винта.

Выбор основных параметров вертолета проводится из условия обеспечения заданных в ТЗ летно-технических характеристик и выполнения требований, накладываемых особенностями применения и условиями эксплуатации.

Так, при выборе удельной нагрузки на ометаемую несущим винтом площадь следует учитывать назначение вертолета, поскольку скорость отбрасываемого винтом потока воздуха зависит от величины p . Для транспортных вертолетов эта нагрузка не должна превышать 70—80 даН/м², так как поток отбрасываемого несущим винтом воздуха приводит к эрозии поверхности посадочной площадки. Для вертолетов-кранов, используемых на монтажных и других работах, при которых под вертолетом на режиме висения находятся специально обученные люди, средняя удельная нагрузка не должна превышать 50—60 даН/м², а для поисково-спасательных вертолетов 30—35 даН/м².

У однодвигательного вертолета для повышения безопасности полета при отказе двигателя должна быть предусмотрена посадка вертолета на режиме авторотации с вертикальной скоростью V_a , которая не превышает максимально допустимую

скорость снижения $V_{y \text{ доп}}$. Поскольку $V_{y \text{ доп}} = 6 \dots 8$ м/с, а вертикальная скорость при планировании на режиме авторотации $V_a \approx 1,5 \sqrt{p}$, приравнявая $V_{y \text{ доп}}$ и V_a , получим максимально допустимое значение $p = 20 \dots 25$ даН/м².

Выбор удельной нагрузки p обычно проводят на основе статистического анализа прототипов с учетом вышеупомянутых ограничений и уточняют ее значение в процессе дальнейших параметрических расчетов и оптимизации. При выбранной нагрузке p и предварительно рассчитанной взлетной массе вертолета $(m_0)_1$ можно определить диаметр несущего винта:

$$D = \sqrt{\frac{4(m_0)_1 g}{10\pi p}} = 1,12 \sqrt{\frac{(m_0)_1}{p}}.$$

Потребную энерговооруженность вертолета \bar{N} выбирают на основе анализа наиболее напряженных режимов полета, требующих максимальных затрат мощности. К числу этих режимов относятся:

- висение на статическом потолке;
- полет на максимальной скорости вблизи земли;
- полет на динамическом потолке;
- продолженный взлет при отказе одного двигателя.

Рассмотрим режим висения на статическом потолке, так как остальные режимы требуют проведения аэродинамического расчета вертолета или использования достаточно сложных формул даже в приближенных прикидочных расчетах.

На режиме висения тяга несущего винта T определяется по формуле Вельнера—Жуковского:

$$T = (1,39 \eta_0 N D \sqrt{\Delta \xi})^{2/3}, \quad (16.6)$$

где $\eta_0 = \frac{C_T^{3/2}}{2m_k}$ — относительный КПД винта на висении; C_T —

коэффициент тяги несущего винта; m_k — коэффициент крутящего момента на несущем винте; Δ — относительная плотность воздуха на высоте висения; ξ — коэффициент использования мощности.

Принимая, что на режиме висения $T = m_0 g$, из формулы (16.6) получим

$$\bar{N} = \frac{N}{m_0 g} = \frac{V \bar{p}}{0,5 \eta_0 \xi \sqrt{\Delta}}. \quad (16.7)$$

Относительный КПД несущего винта η_0 , входящий в формулу (16.7), зависит от формы лопасти в плане, ее крутки, характеристик профиля сечения и параметров несущего винта (заполнения σ , угла установки φ_0 , окружной скорости враще-

ния ωR). Максимальные значения η_0 , достигнутые на современных одновинтовых вертолетах, равны 0,72—0,75, а на соосных 0,76—0,78.

Коэффициент использования мощности ξ оценивает потери мощности двигателя на трение в трансмиссии, охлаждение и привод рулевого винта. Для одновинтовых вертолетов его значение в зависимости от размерности колеблется в пределах 0,78—0,86, причем более тяжелые вертолеты имеют меньшие значения ξ . Анализ наиболее нагруженных режимов полета позволяет выявить потребную энерговооруженность вертолета \bar{N}_{max} , по которой и определяется потребная мощность двигателя, равная $N_{\text{max}} = \bar{N}_{\text{max}} m_0 g$. По значению N_{max} выбирают двигатель для проектируемого вертолета.

Если двигатель задан в ТЗ, то по значению \bar{N}_{max} определяется максимально допустимая взлетная масса вертолета.

Окружная скорость вращения несущего винта ωR выбирается из условия, чтобы несущий винт на режиме висения имел достаточно высокий относительный КПД η_0 и чтобы на максимальной скорости полета не было срыва погода на отступающей (идущей по потоку) лопасти, а также явлений сжимаемости на наступающей лопасти. Для тяжелых вертолетов ωR обычно составляет 220—230 м/с, для средних 200—210 м/с и для легких вертолетов 180—200 м/с. При выбранных значениях p и ωR можно легко определить коэффициент тяги несущего винта C_T :

$$C_T = p \frac{2}{\rho (\omega R)^2}, \quad (16.8)$$

где ρ — плотность воздуха, кг/м³.

После этого из условия недопущения срыва на конце лопасти при максимальной скорости полета $\left(\frac{C_T}{\sigma} \leq \left(\frac{C_T}{\sigma}\right)_{\text{кр}}\right)$ выбирается коэффициент заполнения несущего винта:

$$\sigma = \frac{C_T}{\left(\frac{C_T}{\sigma}\right)_{\text{кр}}} = \frac{2p}{\rho (\omega R)^2 \left(\frac{C_T}{\sigma}\right)_{\text{кр}}}. \quad (16.9)$$

Величина $\left(\frac{C_T}{\sigma}\right)_{\text{кр}}$ определяется по результатам экспериментальных исследований в аэродинамических трубах и летных испытаний вертолетов.

Выбор двигателя. В большинстве случаев в ТЗ на создаваемый вертолет указывается тип, число и мощность двигателей, которые следует установить на вертолете. В этом случае по значению максимальной потребной энерговооруженности вертолета можно определить максимально допустимую взлетную

массу вертолета и рассчитать полезную (целевую) нагрузку при заданной дальности или продолжительности полета. Если же двигатель не задан, то необходимо выбрать двигатель для проектируемого вертолета. Выбор двигателя осуществляется по величине потребной энерговооруженности, наибольшей из числа рассматриваемых наиболее нагруженных режимов, и значению предварительно рассчитанной взлетной массы вертолета:

$$N_{\max} = \left(\frac{N}{m_0 g} \right)_{\max} (m_0 g)_1.$$

При этом потребную мощность двигателя необходимо привести к условиям международной стандартной атмосферы (МСА) на высоте $H=0$. В настоящее время в качестве силовой установки в большинстве случаев используются двухвальные (со свободной турбиной) турбовинтовые двигатели, которые по сравнению с поршневыми двигателями имеют меньшие габариты и меньшую массу, более просты и надежны в эксплуатации. Использование поршневых двигателей ограничивается только спортивными или тренировочными вертолетами небольшой грузоподъемности, поскольку для этой категории вертолетов пока не создан турбовинтовой двигатель (ТВД) с достаточно приемлемыми характеристиками. ТВД со свободной турбиной обладают к тому же хорошей устойчивостью при небольших (в пределах 10—12%) изменениях частоты вращения турбины, что используется при выборе окружных скоростей вращения несущего винта на различных режимах полета.

Компоновка и центровка вертолета. Компоновка вертолета является заключительным этапом разработки проекта вертолета как на стадии предварительного, так и эскизного проектирования. Она представляет собой пространственную увязку всех частей вертолета, определение их формы и конструктивно-силовой схемы, размещение силовой установки, полезной нагрузки, экипажа и снаряжения (рис. 16.1, 16.2).

Различают три вида компоновок: аэродинамическую, объемно-весовую и конструктивно-силовую. В процессе аэродинамической компоновки выбирают схемы вертолета, параметры и взаимное расположение винтов, параметры оперения, определяют внешние формы планера (фюзеляж, крыло, оперение). При объемно-весовой компоновке определяют взаимное расположение отдельных частей вертолета, размещение грузов, пассажиров, экипажа и оборудования вертолета и положение центра масс вертолета для различных полетных условий.

При конструктивно-силовой компоновке обеспечивается увязка силовых схем частей вертолета, определяется схема передачи нагрузок от основных агрегатов вертолета на силовые элементы фюзеляжа, решаются вопросы организации разъемов, доступа к отдельным агрегатам и оборудованию, хране-

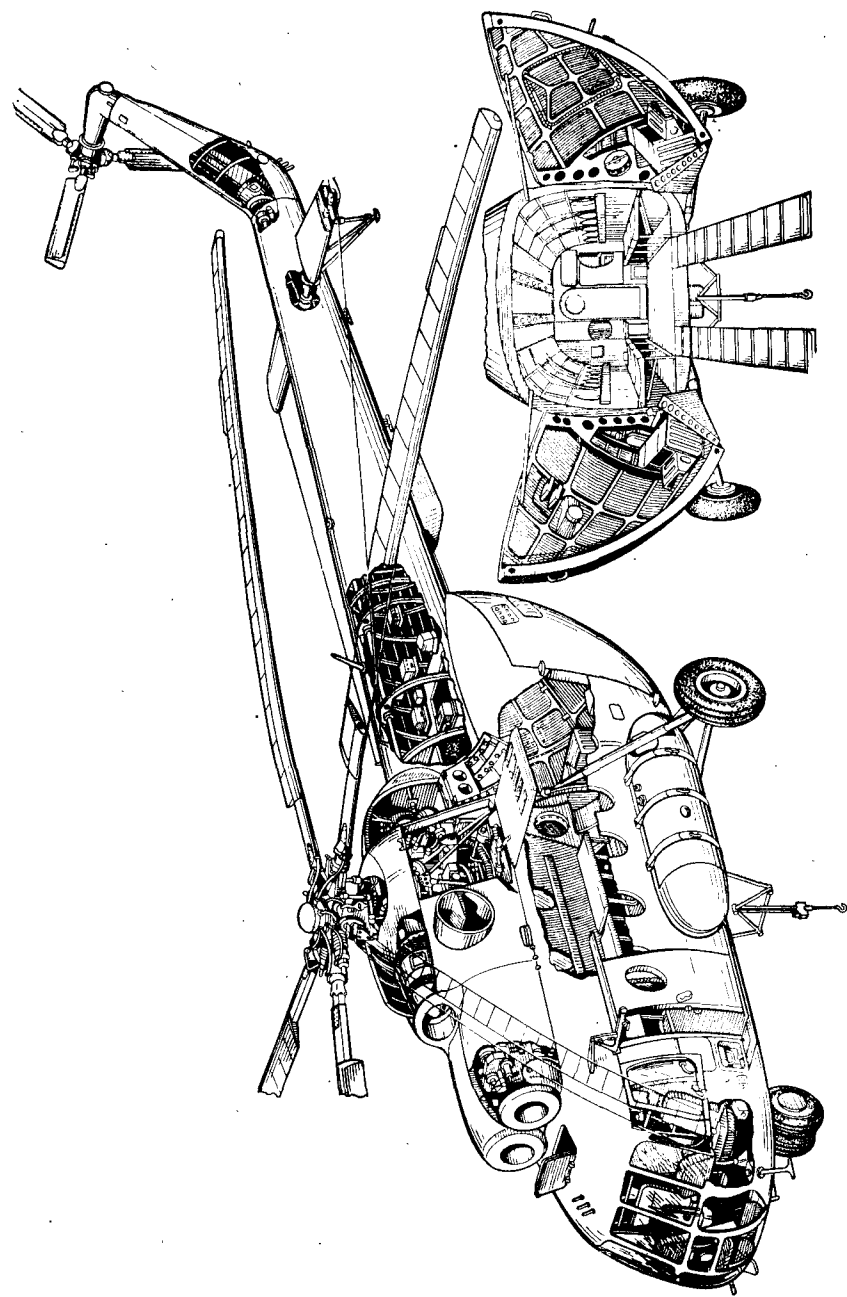


Рис. 16.1. Компоновка транспортного вертолета одновинтовой схемы

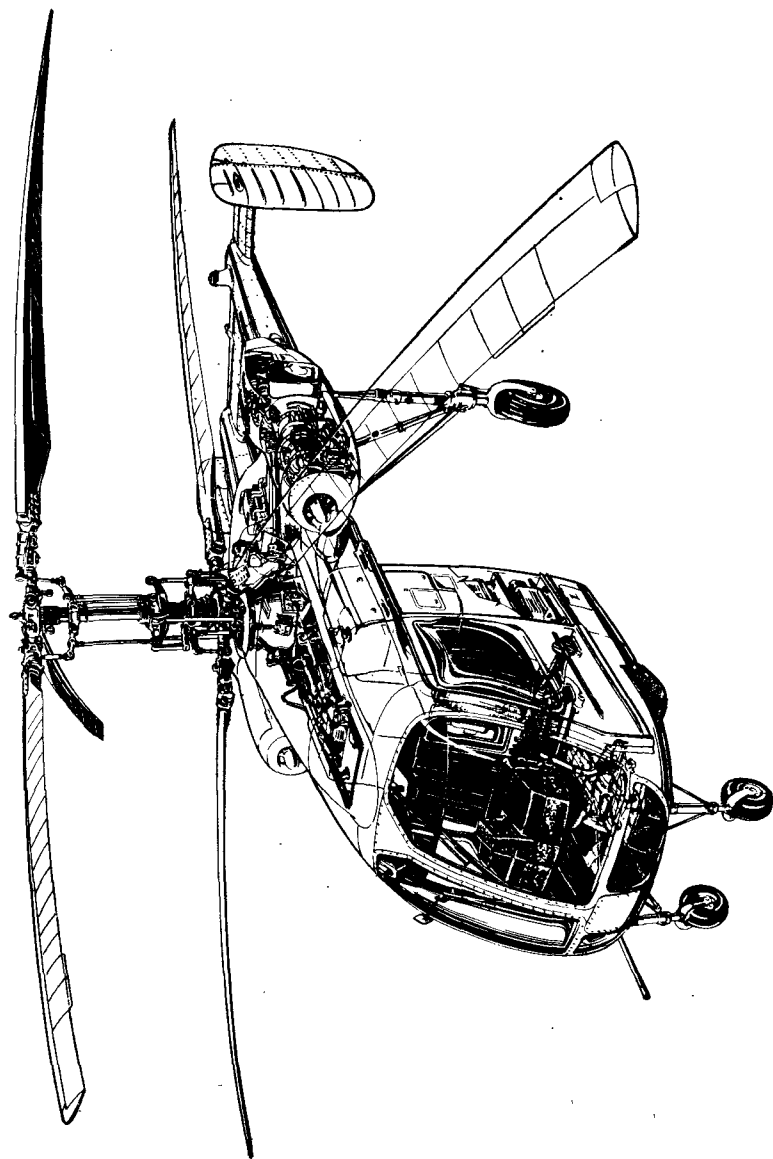


Рис. 16.2. Компоновка многоцелевого вертолета соосной схемы

ния вертолета, т. е. обеспечивается выполнение требований производства и эксплуатации.

Компоновка производится путем составления компоновочного чертежа — продольного бокового разреза вертолета, ряда поперечных сечений и в некоторых случаях (в сложных по схеме вертолетах) разреза в плановой проекции. Если двигатели находятся в отдельных гондолах, вне фюзеляжа, то необходимо сделать компоновочный чертеж гондолы. Компоновка вертолета зависит от многих факторов (схемы вертолета, его назначения, типа и числа двигателей), связанных между собой, поэтому, как правило, имеет итеративный характер. Для каждого варианта компоновки проводится расчет центровки, и одной из целей компоновки является получение заданного диапазона центровок. Компоновка вертолета в значительной степени определяется взаимным расположением винтов, зависящим от схемы вертолета. Поэтому для одновинтового вертолета, важной задачей является выбор расположения рулевого винта.

Максимальная тяга рулевого винта на режиме висения должна быть не менее

$$T_{р.в} = 1,25 \frac{M_{кр}}{L_{р.в}},$$

где $M_{кр}$ — реактивный крутящий момент несущего винта; $L_{р.в}$ — расстояние между осями несущего и рулевого винтов.

Чтобы не было крена фюзеляжа при вертикальном взлете и на режиме висения, ось вращения рулевого винта обычно располагают в плоскости, проходящей через центр втулки несущего винта, перпендикулярно его оси. Ось несущего винта при этом располагают не перпендикулярно продольной оси фюзеляжа, а наклоняют вперед на $3-5^\circ$. Это необходимо для того, чтобы на крейсерском режиме полета ось фюзеляжа была направлена вдоль траектории полета и фюзеляж за счет этого имел бы наименьшее лобовое сопротивление. Превышение лопастей над хвостовой балкой или фюзеляжем должно быть таким, чтобы исключалась любая возможность удара лопасти по элементам конструкции на всех режимах полета, в том числе и при маневрах.

У двухвинтовых вертолетов соосной схемы расстояние между винтами должно быть таким, чтобы исключалась возможность схлестывания лопастей верхнего и нижнего винтов. У вертолетов продольной схемы задний винт устанавливается с превышением над передним для уменьшения влияния потока от переднего винта на аэродинамические характеристики заднего. Для уменьшения габаритов у двухвинтовых вертолетов продольной и поперечной схем несущие винты устанавливаются с перекрытием, величина которого зависит от числа лопастей и конструкции втулок несущих винтов.

Параметры и размеры крыла зависят от схемы вертолета. У одновинтовых вертолетов крыло предназначается для загрузки несущего винта с целью увеличения скорости полета. Чтобы не оказывать заметного влияния на балансировку вертолета, крыло устанавливается вблизи центра масс, под несущим винтом вертолета. При этом крыло оказывается в потоке, отбрасываемом несущим винтом, что существенно влияет на выбор параметров крыла: площади, размаха, удлинения, угла заклинивания, аэродинамического профиля сечения. На вертолете поперечной схемы размах крыла определяется разном осей несущих винтов, поскольку крыло выполняет роль силового элемента, на котором крепятся несущие винты. При этом крыло воспринимает все виды нагрузок, передающихся от несущих винтов, и должно иметь достаточную жесткость на кручение и изгиб, не оказывая в то же время заметного влияния на аэродинамические характеристики несущих винтов, особенно на режиме висения.

Выбор параметров и места расположения хвостового оперения (горизонтального у одновинтовой схемы и горизонтального и вертикального у двухвинтовых схем) осуществляется после проведения расчетов устойчивости и управляемости вертолетов с учетом статистического анализа прототипов. При этом выбираются площадь оперения, углы установки, расстояние от центра масс вертолета.

Выбор схемы шасси и места расположения колес (т. е. определение колес и базы) диктуется соображениями устойчивого положения вертолета на земле при работе на месте, рулежке, пробеге после посадки и разбеге при взлете. При выборе схемы шасси учитывается прежде всего грузоподъемность вертолета, его назначение и задаваемые в ТЗ условия взлета и посадки. Наибольшее распространение получила схема шасси с носовым колесом, поскольку эта схема по сравнению со схемой с хвостовым колесом имеет ряд преимуществ: безопасная и более простая посадка в условиях плохой видимости, хорошая путевая устойчивость при движении вертолета по земле, возможность обеспечения загрузки и выгрузки перевозимых грузов в задней части фюзеляжа. Шасси с задним колесом применяется в особых случаях, когда это необходимо и оправдано компоновкой и требованиями, предъявляемыми к вертолету. База и колея шасси определяются условиями неопрокидывания вертолета при стоянке на взлетно-посадочной полосе с уклоном, невозможности капотирования (опрокидывания) вертолета при рулежке, пробеге и разбеге и отстройки от земного резонанса. Подбор колес и выбор параметров амортизаторов шасси проводятся из условия поглощения кинетической энергии удара, возникающего при посадке вертолета с вертикальной скоростью снижения и перегрузкой, задаваемых в НЛГВ.

В процессе компоновки вертолета происходит постоянное уточнение и проработка силовой схемы фюзеляжа. При размещении силовой установки, крыла, трансмиссии и шасси выявляются силовые элементы каркаса, места разъемов и стыков частей вертолета, намечаются минимально необходимые объемы каркасных конструкций. На компоновочном чертеже наносятся внешние обводы вертолета, так как компоновочный чертеж вместе с общим видом вертолета является основой последующего вычерчивания теоретических чертежей фюзеляжа и других частей вертолета.

Компоновка вертолета неразрывно связана с расчетом центровки вертолета, т. е. с определением положения центра масс вертолета. Расчет центровки сопровождается обязательным составлением центровочной ведомости, в которую в соответствии со сводкой масс вертолета (перечнем масс всех агрегатов и оборудования) заносятся значения масс и координаты центра масс агрегатов вертолета, оборудования, грузов, экипажа, пассажира, топлива и т. д. За оси координат при этом принимается ось несущего винта и перпендикулярная ей ось, проходящая через центр втулки [2]. Массы агрегатов определяются на основании предварительно проведенных расчетов, а массы оборудования, грузов и экипажа — требованиями ТЗ. Координаты центра масс вертолета определяются следующими соотношениями:

$$x_0 = \frac{\sum (mg)_i x_i}{\sum (mg)_i};$$

$$y_0 = \frac{\sum (mg)_i y_i}{\sum (mg)_i},$$

где $\sum (mg)_i x_i$, $\sum (mg)_i y_i$ — суммы статических моментов грузов; x_i , y_i — текущие координаты грузов.

Центровку вертолета можно выразить через угол $\varphi_{ц.м.}$ образованный осью несущего винта и линией, соединяющей центр втулки с центром масс вертолета:

$$\varphi_{ц.м.} \approx \frac{x_0}{y_0}.$$

Центровка вертолета рассчитывается для всех летных вариантов загрузки вертолета и для пустого вертолета при стоянке на земле. Определяются наиболее переднее и заднее положения центра масс вертолета и сравниваются с допустимым диапазоном центровок. Центры масс топлива, сбрасываемых грузов и полезной нагрузки рекомендуется размещать вблизи центра масс вертолета, чтобы при изменениях их масс центровка вертолета изменялась незначительно. Центры масс грузов, пере-

возимых на внешней подвеске, также должны размещаться вблизи центра масс вертолета для улучшения балансировки вертолета. Обычно центровка скомпонованной в первом приближении машины редко совпадает с требуемой. Поэтому приходится менять компоновку, перемещая грузы, оборудование или смещая ось несущего винта относительно центра масс вертолета.

После определения основных размеров вертолета и его частей, его компоновки и центровки вычерчивается в трех проекциях общий вид вертолета, являющийся важнейшей составной частью проекта вертолета. Общий вид позволяет увязать основные размеры и габариты, определить внешние формы вертолета. На его основе изготавливаются чертежи продувочных моделей для испытаний в аэродинамических трубах. На чертеже общего вида на трех проекциях вертолета проставляются основные размеры и составляется таблица лётно-технических, массовых, геометрических характеристик вертолета и основных данных двигателя.

Окончательно выполненный таким образом предварительный проект вертолета содержит следующую техническую документацию:

- общий вид вертолета;
- компоновочный чертеж;
- массовую и центровочную ведомости с расчетом центровки основных вариантов загрузки;
- аэродинамический расчет вертолета;
- проектировочные расчеты на прочность;
- краткое описание конструкции с монтажными схемами управления и трансмиссии.

Объем и содержание предварительного проекта должны быть достаточными для последующей проработки проекта, а параметры и характеристики спроектированного вертолета полностью удовлетворять требованиям, сформулированным в техническом задании.

Контрольные вопросы

1. Назовите основные этапы процесса проектирования вертолетов.
2. Каково содержание этапа эскизного проектирования?
3. Какие схемы вертолетов вы знаете и как проводится их выбор?
4. Назовите основные параметры вертолета и особенности их определения.
5. Что такое компоновка вертолета и какова ее связь с центровкой?

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богданов Ю. С. Конструкция вертолетов. М.: МАИ, 1978. 83 с.
2. Брагунин И. П. Проектирование и конструкции вертолетов. М.: Оборонгиз, 1955. 360 с.
3. Войт Е. С., Ендогур А. И., Мелик-Саркисян З. А., Алявдин И. М. Проектирование конструкций самолетов. М.: Машиностроение, 1987. 414 с.
4. Володко А. М., Литвинов А. Л. Основы конструкции и технической эксплуатации одновинтовых вертолетов. М.: Воениздат, 1986. 200 с.
5. Далин В. Н. Конструкция вертолетов. М.: Машиностроение, 1971. 271 с.
6. Данилов В. А., Друлов А. Г., Тетерин И. В. Вертолет Ми-8. М.: Транспорт, 1979. 245 с.
7. Ицкович Г. М. Сопrotивление материалов. М.: Высшая школа, 1987. 352 с.
8. Масленников М. М., Бехли Ю. Г., Шальман Ю. Л. Газотурбинные двигатели для вертолетов. М.: Машиностроение, 1969. 379 с.
9. Миль М. Л., Некрасов А. В., Браверман А. С. и др. Вертолеты. Расчет и проектирование: В 2 кн. М.: Машиностроение. Кн. 1, 1966. 455 с. Кн. 2, 1967. 424 с.
10. Михеев В. Р. Принципиальная схема вертолета и необходимый критерий ее выбора при проектировании // Анализ применения и особенности проектирования вертолетов для народного хозяйства. М.: МАИ, 1984. С. 35—39.
11. Михеев В. Р. Некоторые новые данные из истории вертолетостроения в России // Из истории авиации и космонавтики. М.: ИИЕТ АН СССР, 1983. Вып. 47. С. 175—193.
12. Михеев Р. А. Прочность вертолетов М.: Машиностроение, 1984. 280 с.
13. Нормы лётной годности гражданских вертолетов СССР. М., 1971. 184 с.
14. Образцов И. Ф., Савельев Л. М., Хазанов Х. С. Метод конечных элементов в задачах строительной механики летательных аппаратов. М.: Высшая школа, 1985. 392 с.
15. Образцов И. Ф., Булычев Л. А., Васильев В. В. и др. Строительная механика летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1986. 536 с.
16. Орлов П. И. Основы конструирования: В 2 кн. М.: Машиностроение, 1977. Кн. 1. 623 с. Кн. 2. 574 с.
17. Прибытков Б. М. Выбор параметров эластомерных подшипников винтов вертолетов // Оптимизация параметров и конструктивных решений при проектировании транспортных вертолетов. М.: МАИ, 1983. С. 47—58.
18. Ружицкий Е. И. Альбом конструкций втулок несущих винтов вертолетов. М.: МАИ, 1980. 38 с.
19. Феодосьев В. И. Сопrotивление материалов. М.: Наука, 1974. 560 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3	6.3. Промально обусловленные вибрации	80
Глава 1. Общая характеристика вертолетов и их агрегатов. Классификация вертолетов	14	6.4. Другие типы вибраций	82
1.1. Обзор и анализ схем вертолетов	14	6.5. Земной резонанс	84
1.2. Основные части вертолета	19	Глава 7. Несущие винты вертолетов	88
1.3. Общие требования, предъявляемые к конструкции вертолетов	20	7.1. Общие положения	88
Глава 2. Нагрузки, действующие на вертолет	21	7.2. Типы несущих винтов	90
2.1. Задачи по обеспечению прочности	21	7.3. Лопасты несущего винта	102
2.2. Общие принципы и методы обеспечения прочности	23	7.4. Нагружение лопастей несущих винтов	112
2.3. Требования норм летной годности, относящиеся к прочности	26	7.5. Флаттер несущего винта	118
Глава 3. Расчет элементов конструкции при действии статических нагрузок	28	Глава 8. Рулевые винты	122
3.1. Расчетные схемы конструкции и их типы	28	8.1. Нагружение рулевых винтов	122
3.2. Стержни и фермы	29	8.2. Втулки рулевых винтов	130
3.3. Пластины. Устойчивость при сжатии и сдвиге	35	8.3. Лопасты рулевых винтов	133
3.4. Изгиб балок и тонкостенных подкрепленных конструкций (оболочек)	38	Глава 9. Планер вертолета	136
3.5. Кручение балок и тонкостенных подкрепленных конструкций (оболочек)	42	9.1. Фюзеляж	136
3.6. Пример определения нормальных и касательных напряжений в сечении оболочки	47	9.2. Нагружение фюзеляжа вертолета	148
Глава 4. Понятие о колебаниях. Собственные и вынужденные колебания	50	9.3. Крыло и оперение	153
4.1. Основные понятия. Классификация колебаний	50	9.4. Нагружение крыла вертолета	162
4.2. Колебания линейной системы с одной степенью свободы	54	Глава 10. Управление вертолетов	164
4.3. Системы с двумя и более степенями свободы	59	10.1. Система управления одновинтового вертолета	169
4.4. Изгибные и крутильные колебания балки	62	10.2. Автомат перекося	177
4.5. Автоколебания	66	10.3. Прочность системы управления	181
Глава 5. Переменные нагрузки, сопротивление усталости и ресурс	69	10.4. Срывной крутильный флаттер	186
5.1. Долговечность, эквивалентное напряжение	69	10.5. Тенденции развития систем управления	188
5.2. Факторы, влияющие на долговечность	73	Глава 11. Трансмиссии вертолетов	189
5.3. Ресурс. Способы его увеличения	74	11.1. Конструкция агрегатов трансмиссии	190
Глава 6. Вибрации элементов конструкции вертолета	77	11.2. Нагрузки и прочность трансмиссии	198
6.1. Типы вибраций	77	Глава 12. Взлетно-посадочные устройства	201
6.2. Сложение сил и моментов на втулке винта	77	12.1. Конструктивно-силовые схемы шасси	202
		12.2. Амортизация шасси вертолета	206
		12.3. Нагружение шасси и расчет его на прочность	212
		12.4. Конструкции шасси	215
		Глава 13. Силовые установки вертолетов	219
		13.1. Типы силовых установок	219
		13.2. Системы силовых установок	223
		13.3. Нагрузки на узлы крепления двигателей	231
		Глава 14. Гидравлическая и воздушная системы вертолета	232
		14.1. Основные агрегаты гидросистемы	234
		14.2. Воздушная система	236
		14.3. Основные агрегаты воздушной системы	237
		Глава 15. Конструирование деталей и узлов вертолета	238
		15.1. Общие положения	238
		15.2. Особенности конструирования деталей, работающих под действием переменных нагрузок	241
		15.3. Типы соединений элементов конструкции	246
			269

Глава 16. Основы проектирования вертолетов	251
16.1. Требования к проектируемому вертолету	251
16.2. Этапы проектирования вертолета и задачи, решаемые на них	252
16.3. Предварительное проектирование вертолета	254
Список литературы	267

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

*Богданов Юрий Степанович
Михеев Ростислав Александрович
Скулков Дмитрий Дмитриевич*

КОНСТРУКЦИЯ ВЕРТОЛЕТОВ

Редактор *Г. П. Слоенко*
Художественный редактор *С. Н. Голубев*
Технический редактор *Ф. П. Мельниченко*
Корректор *Н. Г. Богомолова*

ИБ № 6222

Сдано в набор 06.08.90. Подписано в печать 17.10.90. Формат 60×88/16. Бумага офсетная № 2. Гарнитура литературная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 16,66. Усл. кр.-отт. 16,66. Уч.-изд. л. 17,24. Тираж 2500 экз. Заказ № 517. Цена 2 руб.

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «Машиностроение», 107076, Москва, Стромьинский пер., 4.

Московская типография № 8 Государственного комитета СССР по печати, 101898, Москва, Хохловский пер., 7

УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛИ!

С целью получения информации о качестве наших изданий просим в предлагаемой анкете подчеркнуть позиции, соответствующие оценке книги «Конструкция вертолетов», авторы Богданов Ю. С., Михеев Р. А., Скулков Д. Д.

1. В книге существует: острая необходимость, значительная потребность, незначительная потребность
2. Эффективность книги с точки зрения практического вклада: весьма высокая, высокая, сомнительная, незначительная
3. Эффективность книги с точки зрения практического вклада: весьма высокая, высокая, сомнительная, незначительная
4. Книга сохранит свою актуальность: один — два года, до пяти лет, длительное время
5. Название книги соответствует содержанию: в полной мере, частично, слабо