ПРОЕКТУВАННЯ ВАЖКИХ ОДНОГВИНТОВИХ ВЕРТОЛЬОТІВ ТА ЇХ ТРАНСМІСІЙ

Частина 2

2018

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
"Харківський авіаційний інститут"

ПРОЕКТУВАННЯ ВАЖКИХ ОДНОГВИНТОВИХ ВЕРТОЛЬОТІВ ТА ЇХ ТРАНСМІСІЙ

Частина 2

Підручник

Харків «ХАІ» 2018

УДК 629.735.45.02.01
П79

Колектив авторів:
О. Г. Гребеніков, А. М. Гуменний, А. І. Долматов, В. М. Доценко,
Ю. В. Дьяченко, С. В. Єпіфанов, Я. С. Карпов, Є. Д. Ковальов,
Л. І. Лосєв, С. Є. Маркович, В. Т. Сікульський, С. В. Трубаєв,
В. О. Удовенко, В. В. Усик, В. А. Урбанович, М. М. Федотов

Рецензенти: д-р техн. наук, проф. О. Р. Черановський,
д-р техн. наук, проф. В. В. Буланов

Проектування важких одногвинтових вертольотів та їх
П79 трансмісій. Ч. 2 [Електронний ресурс] : підручник / О. Г. Гребеніков,
А .М. Гуменний, А. І. Долматов та ін. – Харків : Нац. аерокосм. ун-т
ім. М. Є. Жуковського "Харків. авіац. ін-т", 2018. – 462 с.

Наведено метод загального проектування трансмісії важкого вертольота, технологію виготовлення і методи забезпечення ресурсу редуктора, особливості технологічної підготовки виробництва для монтажу трансмісії важкого вертольота, методику вибирання оптичних і лазерних засобів монтажу і контролю трансмісії, типові операції монтажу і контролю трансмісії на базі оптичних і лазерних систем. Викладено методику розроблення керівництва щодо технічної експлуатації трансмісії (на прикладі вертольота Мі-26). Описано метод забезпечення надійності трансмісії вертольота при проектуванні і в експлуатації. Розроблено методологію інтегрованого проектування і моделювання вертольотів та їх трансмісій.

Для студентів спеціальностей "Літаки і вертольоти", "Технологія літако- і вертольотобудування" і фахівців в області проектування і виробництва вертольотів.

Іл. 260. Табл. 18. Бібліогр.: 98 назв

УДК 629.735.45.02.01

© Колектив авторів, 2018
© Національний аерокосмічний
університет ім. М. Є. Жуковського
"Харківський авіаційний інститут", 2018

Розділ 11. ЗАГАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТРАНСМІСІЇ ВАЖКОГО ВЕРТОЛЬОТА

11.1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ПРОЕКТУВАННЯ

11.1.1. Загальні вимоги до трансмісії. Класифікація. Основні елементи та їх призначення

Трансмісія вертольота (від лат. *transmissio* – перехід, передача) – це конструктивна сукупність агрегатів і вузлів для передачі потужності від двигуна (двигунів) до гвинтів (до несучого і хвостового – для вертольота одногвинтової схеми, до несучих – для вертольотів двогвинтових схем) та інших споживачів потужності з необхідними обертами.

Трансмісія вертольота [1, 2] складається, як правило, з таких агрегатів і вузлів: редукторів (головного, проміжного, хвостового, об'єднуючого тощо), трансмісійних валів, муфт цих валів та їх підшипникових опор; приводів і агрегатів, необхідних для роботи різних систем вертольота; муфт вільного ходу та муфт зчеплення; гальма несучого гвинта; установки вентилятора.

Цей розділ присвячений розрахунку і конструюванню елементів трансмісії вертольотів різних схем: одногвинтової, співвісної, подовжньої. Досить детально розглянуто такі елементи трансмісії, як редуктори (головні, хвостові, із співвісними гвинтами), трансмісійні вали, муфти, опорні вузли валів, пристрої ущільнювачів, гальмо несучого гвинта. Стисло викладені матеріали, пов'язані із змазуванням і охолодженням вертолітних вузлів та агрегатів.

11.1.1.1. Загальні вимоги до трансмісії та її елементів

Трансмісія має бути надійною в роботі і мати великий ресурс до першої перегородки [2].

При відмові одного або більшої кількості двигунів (для вертольота, що має більше одного двигуна) потужність від працюючих двигунів має передаватися на гвинти та інші пристрої, що забезпечують продовження польоту й управління вертольотом. При відмові всіх двигунів необхідно підтримувати нормальне функціонування гвинтів на режимі авторотації і роботу інших пристроїв, необхідних для управління при зниженні й посадці вертольота. Трансмісія забезпечується пристроями для автоматичного відключення від неї будь-якого двигуна у разі його виключення або відмови, наприклад, з використанням муфт вільного ходу (МВХ).

Компонування трансмісії має забезпечувати можливість її обслуговування і заміни деталей відповідно до "Керівництва" з технічної експлуатації і обслуговування.

Допоміжні агрегати повинні, як правило, мати "слабку ланку" для захисту вузлів трансмісії від дії надмірного обертального моменту. "Слабка ланка" конструюється так, щоб у разі руйнування її уламки не пошкодили інші вузли трансмісії або інших приводів систем вертольота.

Статичне та динамічне (втомне) напруження, деформації всієї номенклатури основних деталей, вузлів трансмісії, а також вібрація вузлів і місць кріплення агрегатів трансмісії не повинні перевищувати певних значень. Зокрема, допускаються вібрації валів (крутильних і згинальних) на всіх режимах роботи.

Ці значення встановлюють з урахуванням досвіду експлуатації і результатів стендових випробувань і випробувань серійних і ремонтних агрегатів трансмісії з метою підтвердження достатності статичної і втомної міцності агрегатів (вузлів) трансмісії, а також зносостійкості їх деталей.

Конструкція трансмісії має протягом певного часу експлуатації (призначеного ресурсу) витримувати дію навантажень, що повторюються в експлуатації, без критичних відмов трансмісії.

Ресурси комплектуючих виробів (наприклад, підшипників кочення) встановлюють на основі їх випробувань у системі агрегатів (вузлів) трансмісії.

Крім того, трансмісія повинна мати високий ККД, тобто забезпечувати малі механічні витрати потужності на тертя в зубчастих передачах, підшипниках та інших елементах. Вона має бути простою за схемою, містити деталі, не складні у виготовленні, і по можливості мати мінімальну масу.

11.1.1.2. Початкові дані конструювання

1. Передавана потужність P, кВт.
2. Передаваний обертальний момент, $T_{кр}$, Н·м.·
3. Частота обертання вала двигуна n, об/хв.
4. Частота обертання несучого гвинта (гвинтів) $n_н$, об/хв.
5. Частота обертання проміжного вала $n_{пр}$, об/хв.
6. Частота обертання рульового гвинта $n_р$, об/хв.
7. Заданий ресурс τ, год.
8. Характер зміни навантаження, що діє протягом заданого ресурсу (циклограма вантаження деталей трансмісії).
9. Навантаження, що діють на вали несучого і рульового гвинтів:
   - сила тяги F, Н;
   - вага гвинта G, Н;
   - гіроскопічний момент $M_г$, Нм;·
   - відцентрова сила від неврівноваженості гвинта $F_ц$, Н.
10. Зміна температури зовнішнього середовища в процесі експлуатації $\Delta t_в$, °С.
11. Зміна температури деталей трансмісії при роботі на різних режимах Δt, °С.
12. Температура мастила, що допускається, в системі охолоджування $t_м$, °С.

13. Величини, що допускаються, характеризують жорсткість трансмісійних валів:
    – кут закручування φ, рад;
    – кут повороту перерізу Ψ, град;
    – максимальний прогин вала y, мм.
14. Кути перекосу муфт трансмісії, що допускаються, α, град.
15. Імовірність безвідмовної роботи деталей.
16. Матеріал деталей та їхні механічні характеристики.

11.1.1.3. Класифікація трансмісій

Конструкція і компонування трансмісії значною мірою визначаються схемою вертольота, кількістю, типом і розташуванням двигунів на вертольоті [3].

Найчастіше вертольоти класифікують за числом НГ, їхнім розташуванням та за методом компенсації реактивного моменту НГ. Розрізняють такі основні конструктивні схеми вертольотів: одногвинтова із рульовим гвинтом, двогвинтова співвісна, двогвинтова подовжня, двогвинтова поперечна, а також схема з реактивними двигунами, розташованими на лопатях НГ (рис. 11.1).

Одногвинтова схема із рульовим гвинтом (рис. 11.1, а) набула найбільшого поширення. Реактивний момент несучого гвинта компенсується моментом, що створюється тягою малого (рульового) гвинта, встановленого в хвостовій частині фюзеляжу.

Двогвинтова співвісна схема (рис. 11.1, б) передбачає використання двох НГ, розташованих на одній осі, що обертаються в різні боки. Керування напрямом руху вертольота цієї схеми здійснюється зміною кутів установлення лопатей верхнього і нижнього гвинтів.

Двогвинтова подовжня схема (рис. 11.1, в) є корпусом із двома НГ, установленими на його кінцях. Недоліками такої схеми є складна система управління і техніка пілотування.

Двогвинтову поперечну схему (рис. 11.1, г) зроблено на основі того ж принципу, що і подовжню. За цією схемою НГ розташовані з боків фюзеляжу. Для кріплення несучого гвинта зазвичай використовують крило.

Можливою є схема вертольота з реактивними двигунами, розташованими на лопатях НГ (рис. 11.1, д). У цьому випадку обертальний момент створюється безпосередньо на несучому гвинті, вільно обертається під корпусом вертольота, унаслідок чого реактивний момент на фюзеляж вертольота не передається. Проте така схема через низку серйозних недоліків поширення не набула.

11.1.1.4. Головні елементи трансмісії вертольота і їх призначення

За допомогою редукторів зменшують кількість обертів двигунів до необхідного для ефективної роботи несучого або рульового гвинта. Редуктори призначені для створення великих обертальних моментів,

необхідних для обертання гвинтів; для зміни напряму осі обертання (наприклад, горизонтальної осі обертання двигуна у вертикальну вісь обертання НГ); для сприйняття навантажень, що створюються несучим і рульовим гвинтами, і передачі їх елементам конструкції фюзеляжу; для надання обертання різних агрегатів, що обслуговують вертоліт. Деякі типи редукторів (наприклад, головні) можуть виконувати всі ці функції, інші типи редукторів – лише окремі функції (наприклад, проміжні й хвостові редуктори).

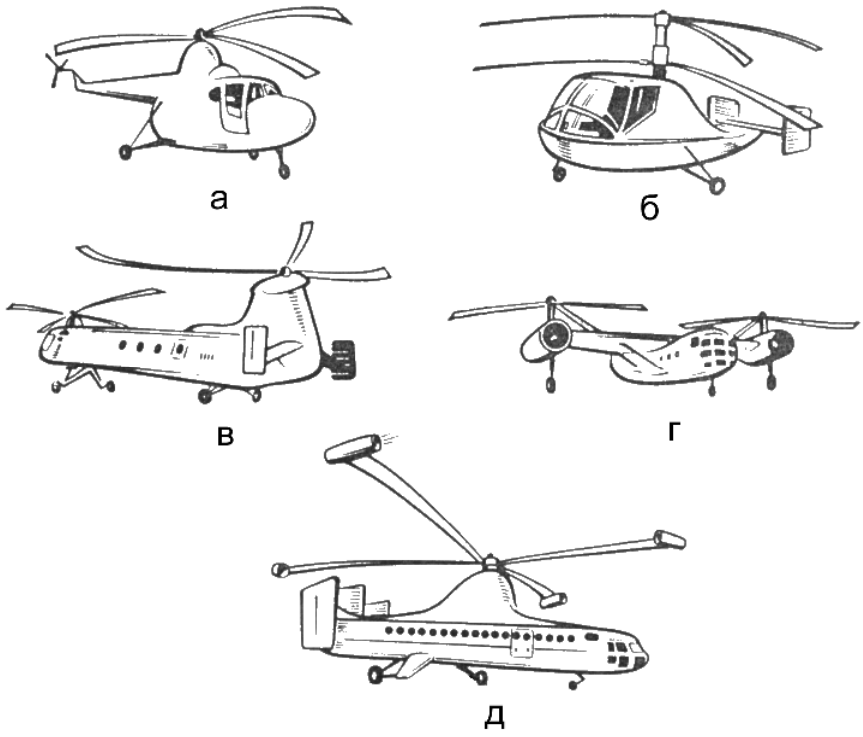


Рис. 11.1. Типи вертольотів

Трансмісійні вали служать для передачі обертання як від двигуна (двигунів) до редукторів, так і від редуктора до редуктора. В деяких випадках трансмісійні вали можуть передавати обертання від головних редукторів до НГ. До трансмісійних належать також вали, що передають обертання від редукторів до установок вентиляторів або яких-небудь інших агрегатів.

Коробки приводів агрегатів іноді розташовують безпосередньо на агрегатах редукторів, а в деяких випадках вони є самостійним агрегатом, котрий обертається за допомогою спеціального трансмісійного вала від певного редуктора.

Муфти зчеплення призначені для з'єднання або роз'єднання двигуна (двигунів) із трансмісією вертольота. *При розміщенні на вертольоті газотурбінного двигуна (ГТД) із вільною турбіною муфти зчеплення не потрібні.*

Гальмівний пристрій несучого гвинта призначений для фіксації гвинта під час стоянки вертольота і в деяких випадках для пригальмовування НГ вертольота, що продовжує обертатися після посадки.

Вентиляторну установку використовують для охолодження (за допомогою радіаторів) мастила редукторів і в деяких випадках мастила двигуна.

11.1.2. Трансмісії вертольотів одногвинтової схеми із рульовим гвинтом

Великого поширення набули вертольоти одногвинтової схеми із рульовим гвинтом. Нижче наведено основні параметри й особливості конструкції трансмісій російських одногвинтових вертольотів: Мі-1, Мі-2, Мі-4, Мі-6 і Мі-8, Мі-24 та Мі-26.

На рис. 1.2 показано компонування трансмісії вертольота Мі-8 [2, 4]. Потужність на несучий і рульовий гвинти вертольота передається від двох газотурбінних двигунів, установлених у передній частині фюзеляжу. Основні елементи трансмісії: головний редуктор (ГР) 2, проміжний редуктор (ПР) 5, редуктор рульового гвинта (РВ) 7, проміжний вал 4, вал рульового гвинта 6, вал приводу вентилятора 1, гальмо несучого гвинта 3. Зазначені основні елементи трансмісії є у всіх інших трансмісіях одногвинтових вертольотів.

11.1.3. Загальне компонування трансмісії співвісно-гвинтового вертольота

Трансмісія вертольота співвісної схеми призначена для передачі потужності від двигуна до двох співвісних валів несучих гвинтів, що обертаються в протилежні боки.

Залежно від особливостей конструкції вертольота трансмісії співвісних вертольотів можуть мати або два редуктори – редуктор двигуна і головний редуктор, або один – головний редуктор несучих гвинтів.

У табл. 11.1 наведено основні параметри головних редукторів співвісних вертольотів Ка-15, Ка-25К і Ка-26, які широко використовують для виконання різних завдань.

До трансмісій вертольотів Ка-15 і Ка-26 належать редуктори двигуна, які містять два ступеня: 1-й ступінь – конічний, 2-й ступінь – планетарний. Передавальне відношення редуктора двигуна вертольота Ка-15К становить 3,326.

11.1.3.1. Трансмісія вертольота Ка-15

Трансмісія призначена для передачі потужності від колінчастого вала поршневого двигуна до двох співвісних валів несучих гвинтів, що обертаються в протилежні боки, і зниження частоти обертання вала двигуна.

Трансмісія вертольота, кінематичну схему якої показано на рис. 11.3, складається з редуктора двигуна АІ-14В (АІ-14ВФ) і головного редуктора РВ-15.

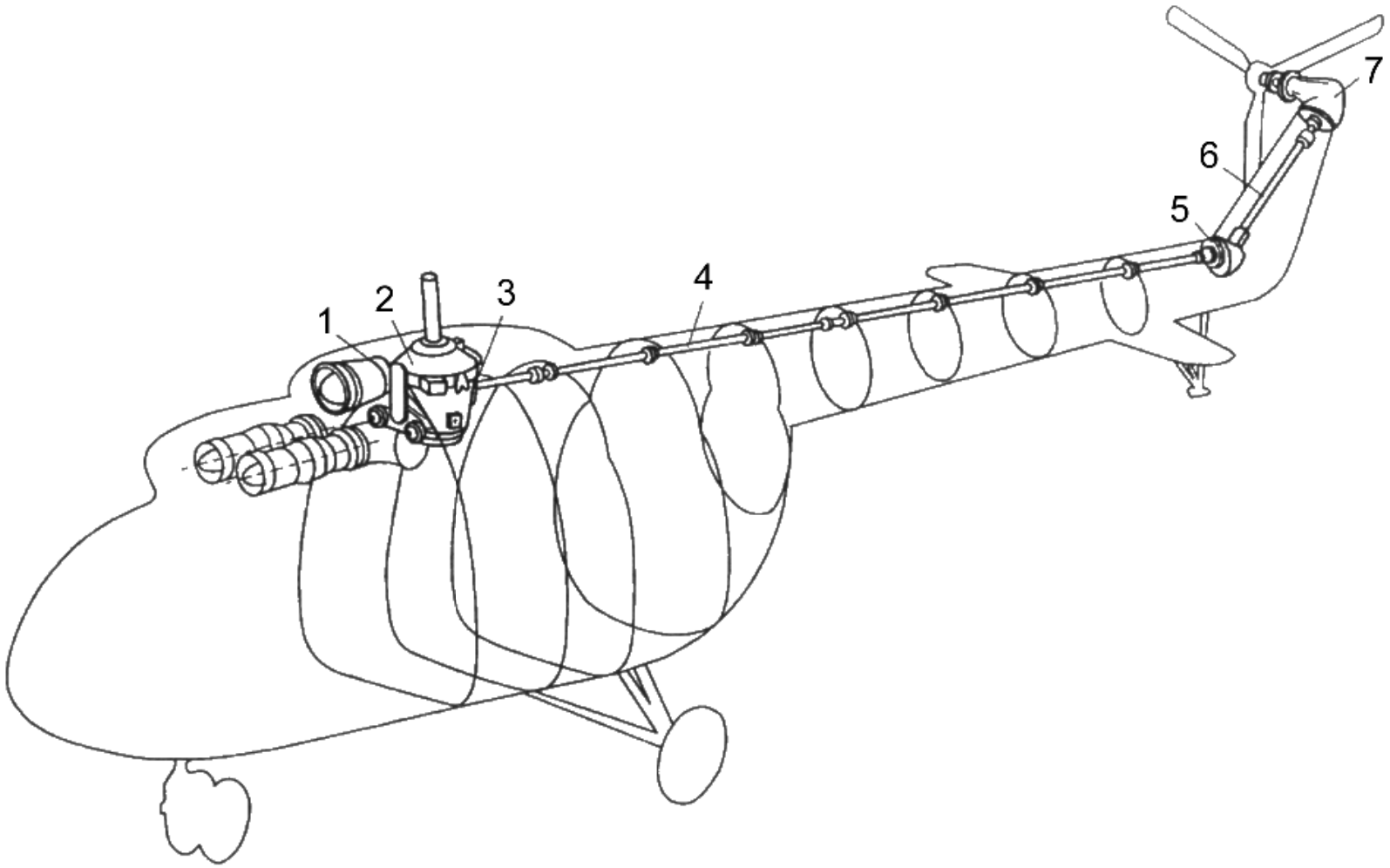


Рис. 11.2. Схема компонування трансмісії вертольота Мі-8:
1 – вал приводу вентилятора; 2 – головний редуктор; 3 – гальмо НГ; 4 – проміжний вал;
5 – проміжний редуктор; 6 – вал РВ; 7 – редуктор РГ

Таблиця 11.1

Головні параметри головних редукторів вертольота

Вертоліт	** Но-15**	**Но-26**	**Но-25К**
Умовне позначення редуктора	РВ-15	Р-26	РВ-3Ф
Характеристика	Передача переборного* типу: через зовнішнє зачеплення – на внутрішній гвинт, через внутрішнє зачеплення – на зовнішній гвинт	Триступеневий із двома вхідними валами: 1-й ступінь – конічна спіральна; 2-й та 3-й ступені – циліндричні планетарні	Чотириступе-невий: 1-й та 3-й ступені – циліндричні; 2-й ступінь – конічна із круговими зубами; 4-й ступінь – планетарна з перебором
Кількість двигунів та їх тип	1, поршневий	2, поршневий	2, ГТД
Передавана потужність, кВт	280	239	662
Частота обертання вхідних валів, об/хв	–	865	–
Передаточне відношення	2,0	2,943	80,1
Крутильний момент на злітному режимі, Н·м		7920 на одному несучому гвинті	
Частота обертання гвинтів, об/хв	377	294	237
Маса редуктора, кг	80,5	201	560
Питома маса редуктора		0,0127	

* Примітка перекладача: перебор – східчасто-зубчастий тягнучий механізм

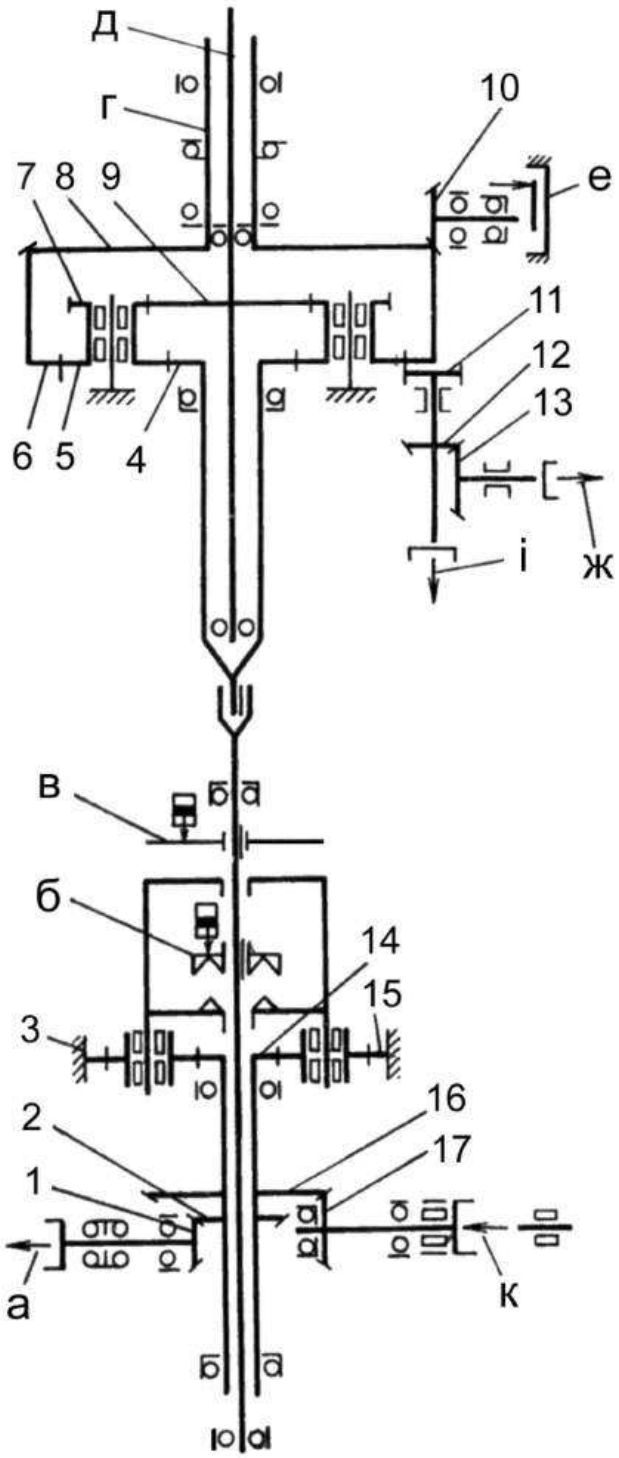


Рис. 11.3. Кінематична схема трансмісії вертольота Ка-15:
а – привід вентилятора; б – кулачкова муфта; у – фрикційна муфта;
г – вал нижнього несучого гвинта; д – вал верхнього несучого гвинта;
е – гальмо несучих гвинтів; ж – датчик тахометра; і – мастилопомпа;
к – колінчастий вал двигуна; 1, 2 – зубчасті колеса приводу вентилятора;
3, 14, 15 – зубчасті колеса другого ступеня редуктора двигуна;
4, 5, 6, 7, 9 – зубчасті колеса приводу; 8, 10 – зубчасті колеса приводу
гальма несучих гвинтів; 11, 12, 13 – зубчасті колеса приводу датчика
тахометра і маслонасоса; 16, 17 – зубчасті колеса першого ступеня
двигуна редуктора

Редуктор двигуна виконаний в одному агрегаті із двигуном і передає потужність від горизонтально розташованого колінчастого вала двигуна до вертикального вивідного вала. Передавальне відношення редуктора двигуна дорівнює 3,236. Кінематична схема редуктора складається з двох послідовних передач – конічної та планетарної. Обертання від колінчастого вала двигуна к передається через провідне конічне зубчасте колесо 17 веденому конічному колесу 16, встановленому на валу колеса 14. Від цього вала обертання передається через його циліндричний зубчастий вінець до шести сателітів 15, розташованих на пальцях у корпусі сателітів. Сателіти рухаються по нерухомому зубчастому колесу 3 і обертають корпус сателітів, від якого обертання передається вивідному валу через комбіновану муфту.

Комбінована муфта має фрикційну муфту ***в*** і кулачкову муфту **б.** Фрикційна муфта призначена для від'єднання головного редуктора від двигуна при його запуску і плавного розкручування несучих гвинтів після запуску двигуна. Кулачкову муфту за допомогою механізму управління включають після розкручування НГ. Через неї потужність двигуна передається вертикальному валу головного редуктора. На режимах авторотації за допомогою цієї муфти відбувається розрив кінематичного зв'язку між двигуном і НГ.

Від провідного вала обертання також передається до вала приводу вентилятора **а** через конічні зубчасті колеса 1 і 2.

Головний редуктор РВ-15 служить для передачі потужності від вивідного вала редуктора двигуна на два співвісні вали несучих гвинтів вертольота. Передавальне відношення головного редуктора дорівнює двом. Нижнім фланцем стояка головний редуктор кріплять до фланця носка редуктора двигуна, а вивідний вал редуктора двигуна за допомогою шліц з'єднують з веденим валом головного редуктора РВ-15. Обертання від веденого вала редуктора повз ведене зубчасте колесо 4 передається шести блокам зубчастих коліс. Від зубчастих коліс 5 через колесо 6 обертання передається валу г нижнього НГ, а від зубчастих коліс 7 через зубчасте колесо 9 обертання передається валу д верхнього НГ. На головному редукторі встановлено гальмо несучих гвинтів е, привід до якого здійснюється через конічні зубчасті колеса 8 і 10. Зубчасті колеса 5 та 11 приводять в дію привід маслонасоса **і** головного редуктора.

Датчику тахометра ж надають обертання зубчасте колесо 12, встановлене на валику приводу маслонасоса та зубчасте колесо 13.

Креслення головного редуктора показано на рис. 11.4.

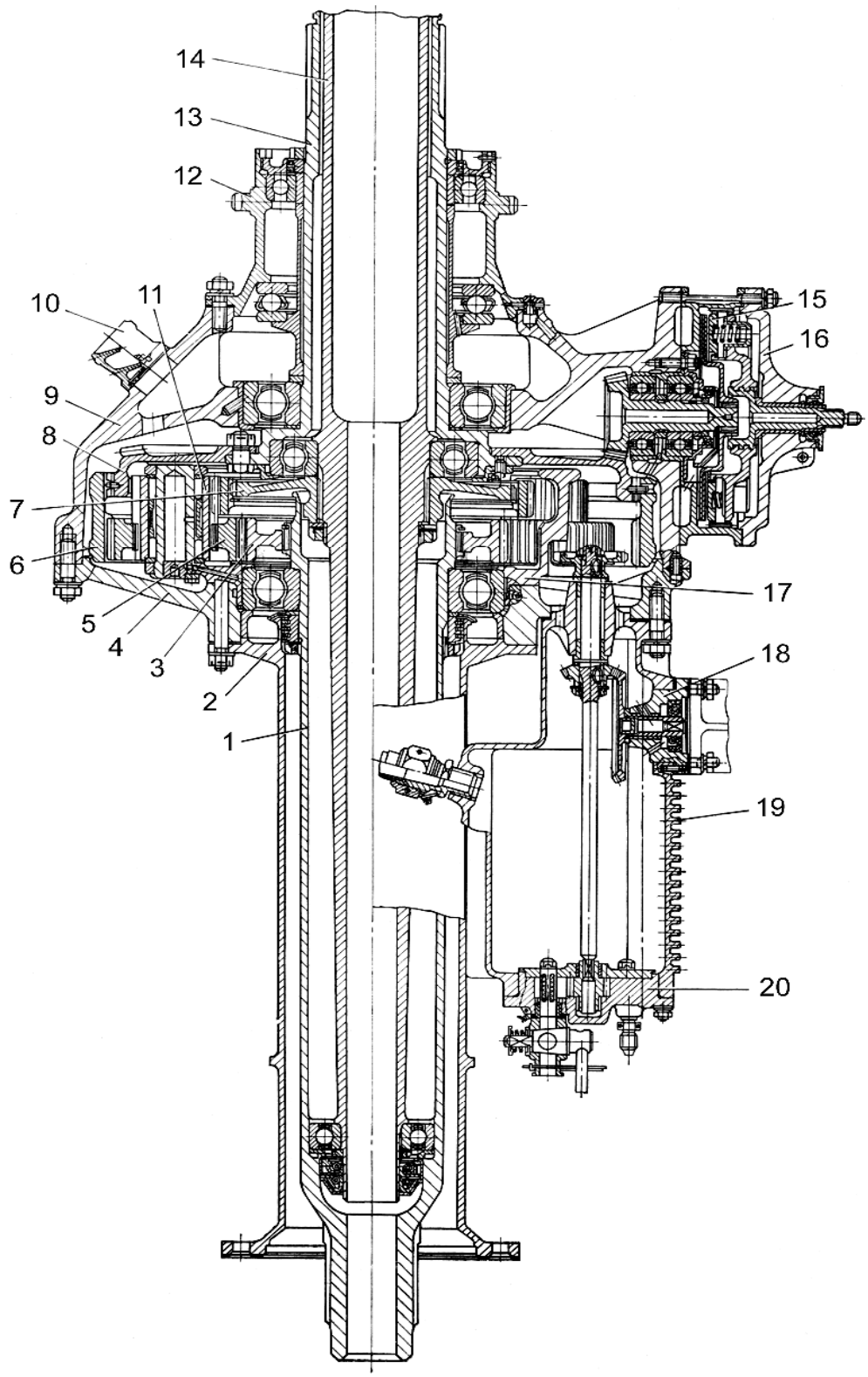


Рис. 11.4. Головний редуктор РВ-15:
1 – ведучий вал; 2 – стояк; 3 – ведуче зубчасте колесо; 4 – кришка; 5 – велике зубчасте колесо; 8 – поводок; 9 – основний корпус; 10 – суфляр; 11 – мале зубчасте колесо; 12 – верхній корпус; 13 – зовнішній вал; 14 – внутрішній вал; 15 – дискове гальмо несучих гвинтів; 16 – кришка; 17 – корпус блоків; 18 – привід датчика тахометра; 19 – мастиловідстійник; 20 – мастильна помпа

11.1.3.2. Трансмісія вертольота Ка-25К

Загальні відомості. Трансмісія вертольота Ка-25 (рис. 11.5) має такі елементи конструкції: головний редуктор 3, два головні вали 1, вал приводу вентилятора 4, вал 2 приводу агрегата рульової системи АРС-10, гальмо несучих гвинтів 5.

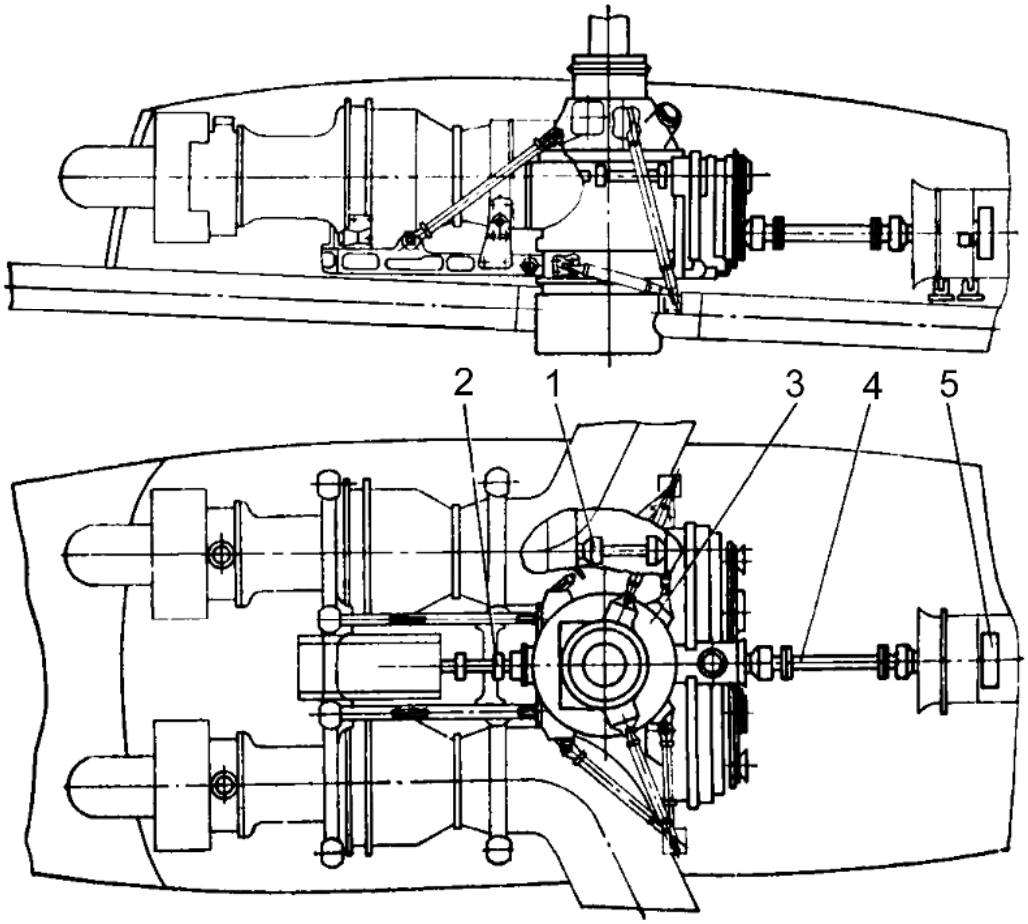


Рис. 11.5. Трансмісія вертольота Ка-25К:

1 – головний вал; 3 – головний редуктор; 2 – вал приводу агрегату АРС-10; 4 – вал приводу вентилятора; 5 – гальмо несучих гвинтів

За допомогою головного редуктора РВ-3Ф потужність від двох газотурбінних двигунів ГТД-3Ф передається до двох співвісних несучих гвинтів і до приводу вертолітних агрегатів. Співвісні вихідні вали несучих гвинтів головного редуктора розташовані вертикально до площини розташування двигунів і обертаються в протилежних напрямах з однаковою частотою обертання.

Головний вал призначений для передачі потужності від двигуна до головного редуктора при допустимих кутових, осьових і радіальних зміщеннях осі вала вільної турбіни двигуна щодо осі ведучого вала головного редуктора.

Вал приводу вентилятора передає потужність до вентилятора вертольота при допустимих кутових, осьових і радіальних зміщеннях осі

приводу головного редуктора щодо осі обертання колеса вентилятора.

Вал приводу АРС-10 призначений для передачі потужності від головного редуктора до агрегата при допустимих кутових, осьових і радіальних зміщеннях осі приводу головного редуктора відносно вхідного вала АРС-10.

Гальмо НГ зменшує час обертання несучих гвинтів після зупинки двигунів. Крім того, гальма несучих гвинтів призначені для фіксації гвинтів і елементів трансмісії від мимовільного розкручування під дією вітру при стоянці вертольота.

У головний редуктор потужність від кожного двигуна (лівого і правого) передається через відповідний головний вал із двома пружними муфтами.

Передача потужності в головному редукторі до двох співвісних валів несучих гвинтів здійснюється за допомогою чотирьох ступенів зубчастих передач.

Головний редуктор розміщений у верхній частині фюзеляжу разом із двигуном на рамі і кріпиться до цієї рами за допомогою підкосів. Установкою двигунів можна регулювати співвісну муфту головного вала. Приводи вертолітних агрегатів виведені на задню коробку, від якої задіяний також вентилятор.

У вентиляторі вбудовано гальмо несучих гвинтів, гальмовий барабан якого обертається разом із колесом вентилятора.

Кінематичну схему трансмісії показано на рис. 11.6. Від вільної турбіни кожного двигуна через головний вал і головний редуктор, що має чотири ступеня редукції, передається потужність на співвісні несучі гвинти протилежного обертання і приводи агрегатів вертольота.

Перший ступінь (правий і лівий) складається з циліндричних зубчастих коліс – ведучого 27 і веденого 5.

Між кожним веденим зубчастим колесом 5 і кожним ведучим конічним зубчастим колесом другого ступеня 17 встановлено муфти вільного ходу **в**, які від'єднують перший ступінь із вільною турбіною вимкненого двигуна від несучих гвинтів **е** і **д** при роботі іншого двигуна і при вимкнених обох двигунах під час польоту вертольота на режимі авторотації.

Другий ступінь (правий і лівий) складається з конічних зубчастих коліс 17, 16 із круговим зубом і слугує для переведення горизонтальних осей обертання у вертикальні. Кожне ведене зубчасте конічне колесо 16 нерухомо з'єднано із ведучим зубчастим циліндричним колесом 28 третього ступеня. У третьому ступені відбувається злиття потоків потужностей від двох двигунів.

Праве і ліве зубчасті циліндричні колеса 28 входять у зачеплення з одним центральним веденим зубчастим колесом 15. Від веденого зубчастого колеса третього ступеня йде розподіл потоку потужності на планетарну частину та перебір четвертого ступеня. Планетарна частина складається з ведучого циліндричного зубчастого колеса 11, шести

сателітів 10 з водилом, з'єднаний із внутрішнім валом **е** верхнього НГ і веденого зубчастого колеса із внутрішніми зубами 9.

Ведуче зубчасте колесо 11 шліцьовим з'єднанням пов'язано з веденим зубчастим колесом третього ступеня 15, а ведене зубчасте колесо 9 крізь щліцеве з'єднання взаємодіє із зовнішнім валом д несучого гвинта.

Перебір складається з ведучого циліндричного зубчастого колеса 29, шести подвійних зубчастих коліс перебору 14 і 12 і веденого зубчастого колеса 13 із внутрішніми зубами, пов'язаного шліцьовим з'єднанням із зовнішнім валом д нижнього НГ.

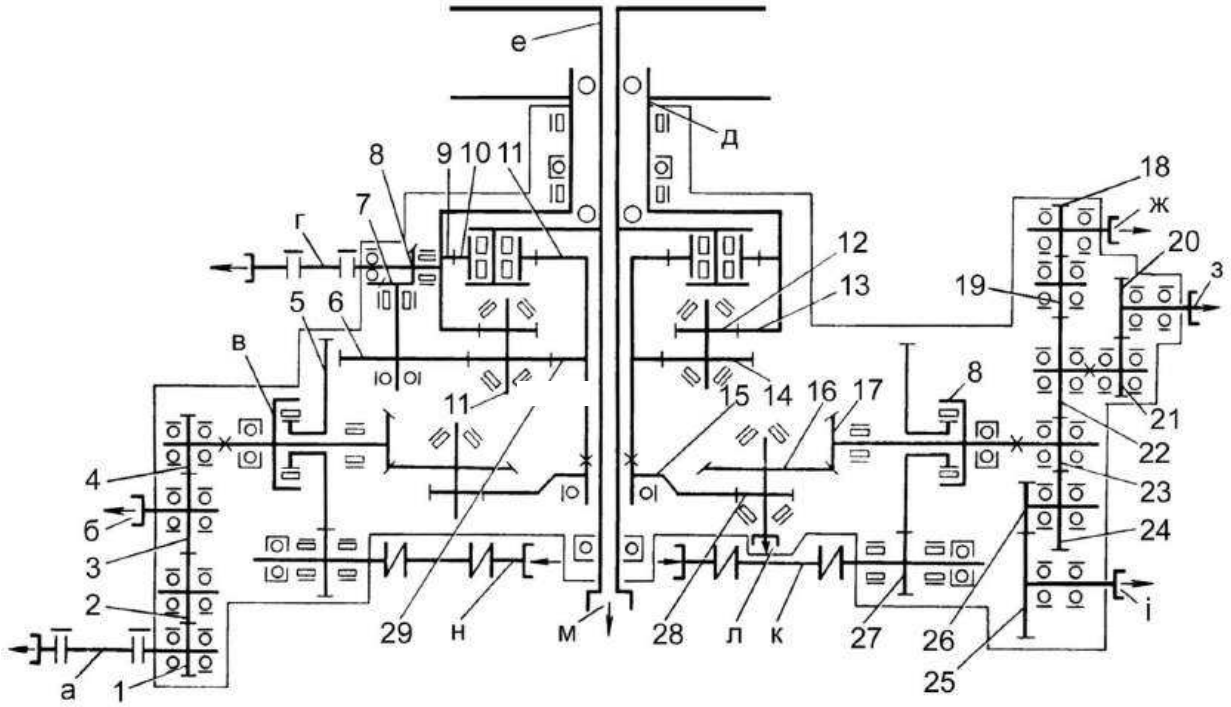


Рис. 11.6. Кінематична схема трансмісії вертольота Ка-25К:

а – вал приводу вентилятора і гальмового барабана; б – привід датчика тахометра ДТЕ-1; в – муфта вільного ходу; г – вал приводу агрегату рульової системи АРС-10; д – вал приводу нижнього несучого гвинта; е – вал приводу верхнього несучого гвинта; ж – привід генератора СГС-4ОУ; з – привід компресора АК-50Т; і – привід гідронасоса 435ФТ; к – головний вал приводу від правого двигуна; л – привід мастильного насоса; м – привід струмознімача; н – головний вал від лівого двигуна; 1, 2 – зубчасті колеса приводу вентилятора і барабана гальма; 3 – зубчасте колесо приводу датчика тахометра; 4, 23 – зубчасті колеса коробки приводів; 5, 27 – зубчасті колеса першого ступеня; 6,7, 8 – зубчасті колеса приводу агрегату керування; 9 – ведене зубчасте колесо планетарної частини; 10 – сателіт; 11 – ведуче зубчасте колесо планетарної частини; 12 – мале зубчасте колесо перебору; 13 – ведене колесо перебору; 14 – велике зубчасте колесо, 16, 17 – конічні зубчасті колеса другого ступеня; 29 – ведуче зубчасте колесо перебору; 15, 28 – зубчасті колеса третього ступеня; 18, 19, 22 – зубчасті колеса приводу генератора; 20, 21 – зубчасті колеса приводу компресора; 24, 25, 26 – зубчасті колеса приводу гідронасоса 435-ФТ

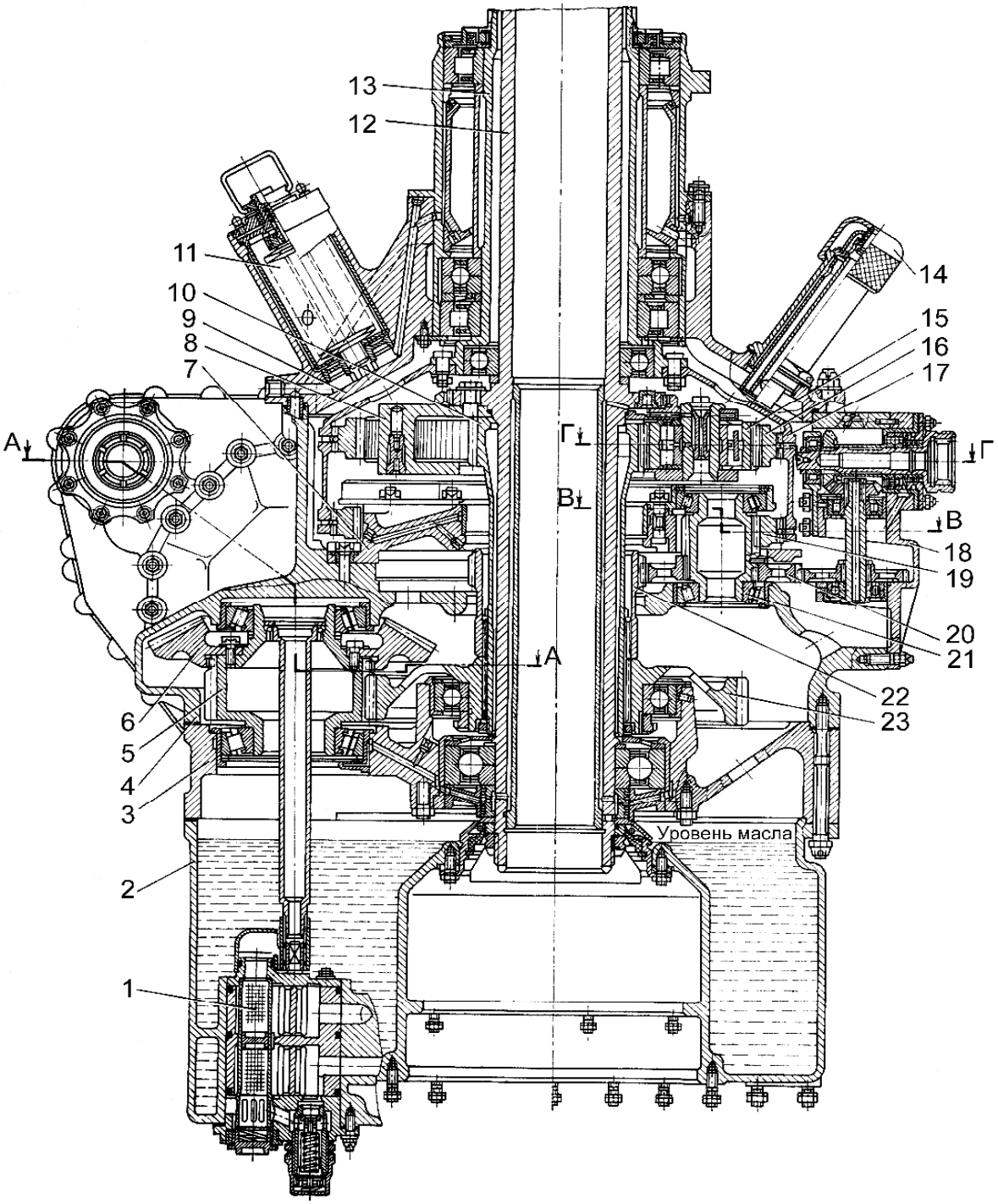


Рис. 11.7. Головний редуктор РВ-3Ф (подовжній розріз):

1 – мастильний насос; 2 – піддон; 3 – нижній корпус; 4 – середній корпус; 5 – ведуче зубчасте колесо третього ступеня; 6 – ведене зубчасте колесо другого ступеня; 7 – корпус перебору; 8 – корпус сателітів; 9 – верхній корпус; 10 – ведуче зубчасте колесо планетарного вала; 11 – фільтр тонкого очищення; 12 – внутрішній вал; 13 – зовнішній вал; 14 – суфляр; 15 – сателіт; 16, 19 – зубчасті колеса з внутрішніми зубами; 17 – шліцьовий барабан; 18 – корпус приводу АРС-10; 20 – ведене велике зубчасте колесо перебору; 21 – ведуче мале зубчасте колесо перебору; 22 – центральне зубчасте колесо перебору; 23 – ведене зубчасте колесо третього ступеня

Частоти обертання несучих гвинтів у головному редукторі однакові за значенням, а напрями обертання несучих гвинтів протилежні один одному.

Креслення головного редуктора РВ-3Ф зображено на рис. 11.7. Редуктор кріплять на вертольоті за допомогою десяти кронштейнів, рами і системи підкошувань.

11.1.4. Трансмісії вертольотів подовжньої схеми

Особливість трансмісії вертольота СН-47 "Chinook" (рис. 11.8) визначається його подовжньою схемою [2]. Вона складається з редукторів переднього і заднього гвинтів 1 і 7, об'єднувального редуктора 3, двох кутових редукторів 5 двигунів 6, синхронізуючих валів 4, які з'єднують двигуни з об'єднувальним редуктором.

Кінематичну схему трансмісії показано на рис. 11.9 [4]. На схемі позначено редуктори переднього і заднього гвинтів I і III, об'єднувальний редуктор IV, два кутових редуктори II і V двигунів Т55-L-II, що синхронізують вали 8 і 10, з'єднують двигуни з об'єднувальним редуктором.

Об'єднуючий редуктор має два конічні колеса 9 і 20, що мають зачеплення із загальним веденим колесом 19, з передавальним відношенням 1,694.

У редукторі є дефазуючий пристрій 22, призначений для встановлення лопатей несучих гвинтів у положення, яке виключає можливість їх схльостування.

Редуктор переднього несучого гвинта – триступеневий, із загальним передавальним відношенням 30,67. Перший ступінь редуктора складається з пари косозубих конічних коліс 2; другий ступінь 3 і третій 4 – планетарні. Перший ступінь має передавальне відношення, що дорівнює 1,754, другий – 4,761 і третій – 3,649. Редуктор розрахований на передачу потужності, що дорівнює 60% потужності, яка передається об'єднуючим редуктором.

Редуктор заднього несучого гвинта за кінематичною схемою подібний до редуктора переднього несучого гвинта. Складовою частиною редуктора є коробка приводів допоміжних агрегатів. Коробка приводиться в рух завдяки парі циліндричних коліс, які, своєю чергою, починають рухатися за допомогою вала 16.

Редуктор двигуна – одноступінчастий, кутовий, з передавальним відношенням 1,234 та кутом повороту 90°. До його складу входять конічні колеса із спіральними зубами.

Синхронізуючі вали пов'язують об'єднувальний редуктор з редукторами несучих гвинтів. Частота обертання валів – 7465 об/хв. Критична частота обертання – 8900 об/хв. Вали складаються із секцій алюмінієвих труб, що розташовані в підшипниках і з'єднані пружними муфтами. Передній вал має шість секцій, задній – дві.

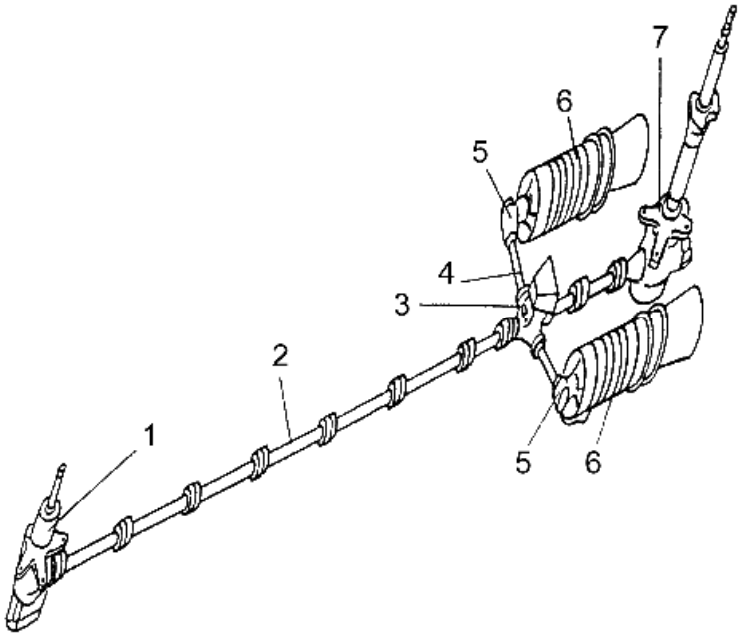


Рис. 11.8. Компонування трансмісії вертольота СН-47 "Chinook":
1, 7 – головні редуктори НГ; 2 – вал приводу НГ; 3 – проміжний (або об'єднуючий) редуктор; 4 – секції синхронізуючого вала; 5 – кутові редуктори (редуктори двигунів); 6 – двигуни

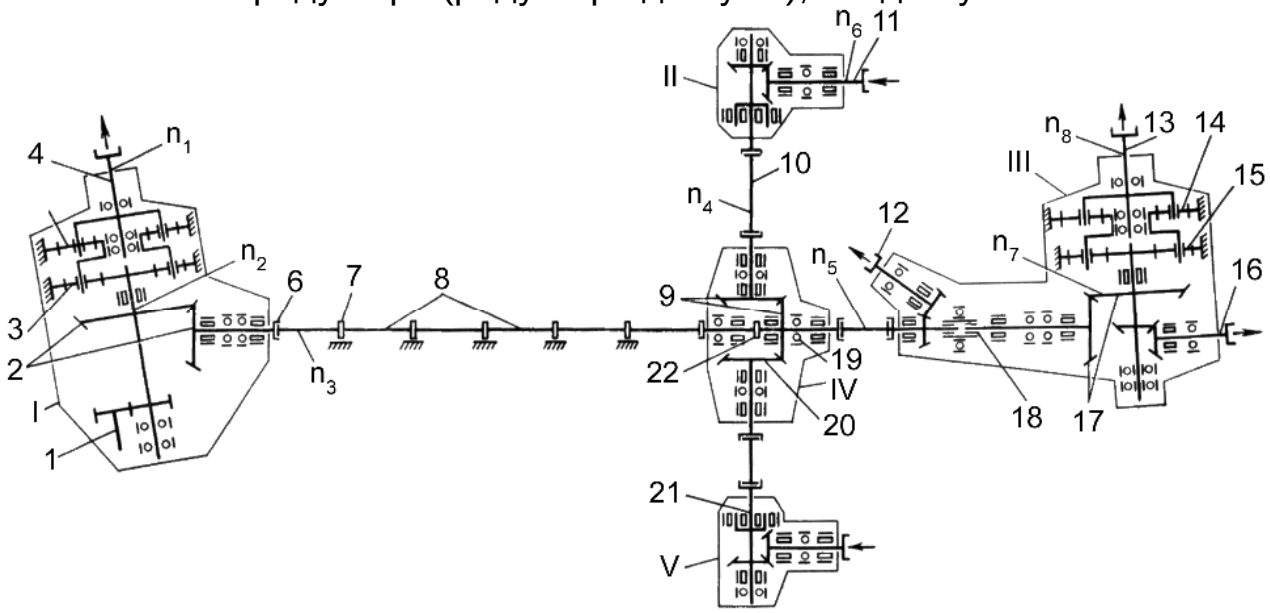


Рис. 11.9. Кінематична схема трансмісії вертольота "Chinook":
1 – редуктор переднього НГ; 11, V – кутові редуктори двигуна;
III – редуктор заднього НГ; IV – об'єднувальний редуктор;
1 – привід мастильного насоса; 2, 17 – перший конічний ступінь;
3, 15 – перший планетарний ряд; 4, 14 – другий планетарний ряд;
6 – муфта; 7 – опора; 8, 10 – секції синхронізуючого вала; 9, 20 – провідні шестірні; 11 – вал двигуна; 12 – привід вентилятора; 5, 13 – вал НГ;
16 – привід коробки допоміжних агрегатів; 18 – шліцьова муфта;
19 – підсумовувальне ведене колесо; 21 – муфта вільного ходу; 22 – дефазуючий пристрій $n_1 = n_8 = 243$ об/хв; $n_2 = n_7 = 4275$ об/ хв;
$n_3 = n_5 = 7465$ об/хв; $n_4 = 12\,690$ об/хв; $n_6 = 7\,465$ об/хв

11.2. ПРОЕКТУВАННЯ ГОЛОВНОГО, ПРОМІЖНОГО І ХВОСТОВОГО РЕДУКТОРІВ ВЕРТОЛЬОТА

11.2.1. Багатопотокові редуктори. Підбір чисел зубів, розподіл сил, моментів і потоків потужності

У вертолітних трансмісіях і редукторах авіаційних двигунів широко використовують багатопотокові редуктори, у тому числі й редуктори планетарних і диференціальних схем. Це пов'язано з цілою низкою чинників. Головними з них такі:

1) забезпечення співвісності вала двигуна та вала гвинта (згідно з умовами компонування);
2) забезпечення мінімальних габаритних розмірів і маси редуктора, що досягається використанням у редукторах планетарних і диференціальних схем, які є багатопотоковими, – тобто відбувається передача потужності від двигуна на гвинт декількома потоками;
3) розвантаження центральних ланок.

Проектування планетарних і диференціальних вертолітних і авіаційних редукторів починається з підбору кількості зубів відповідно до генеральних рівнянь:

1) рівняння передавального числа
2) умова співвісності,
3) умова сусідства,
4) умова збирання.

Потім розраховують міцність зубчастих коліс з урахуванням особливостей їх роботи.

Розглянемо деякі загальні питання, що стосуються розрахунку і проектування планетарних і хвильових передач. Однією з головних переваг є розвантаженість центральних ланок (деталей) від радіальних і осьових сил. До них відносяться центральні колеса, а також їх вали та підшипники.

На рис. 11.10 показані сили, які є в зачепленні планетарної передачі типу $\overline{AI}$, а на рис. 11.11 – у хвильовій передачі.

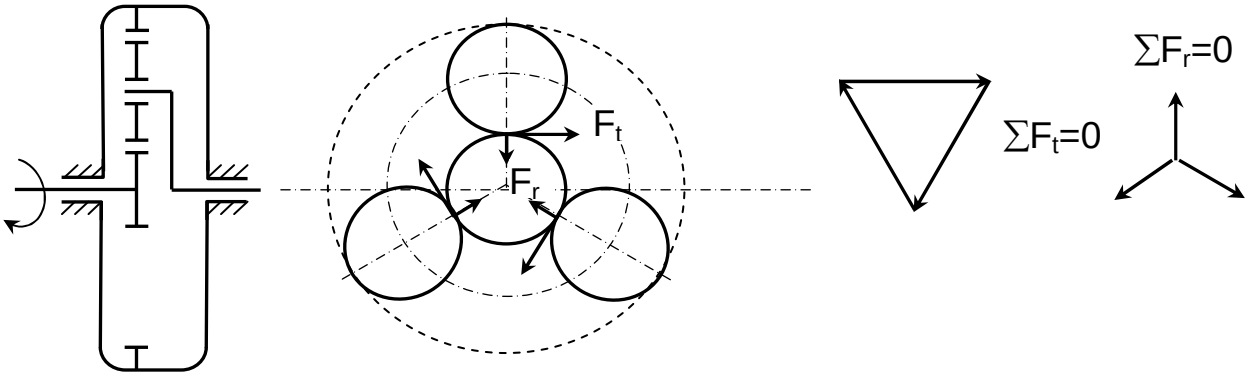


Рис. 11.10. Схема сил планетарної передачі

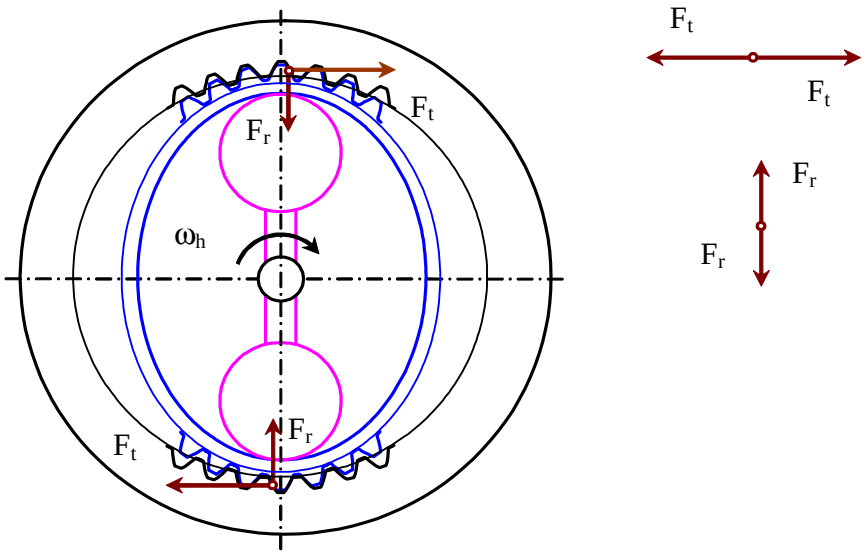


Рис. 11.11. Схема сил хвильової передачі

Звідси випливає, що в планетарній передачі вал ведучої шестірні, а також водило та їх підшипники не навантажені, а в хвильовій передачі – це вал генератора і гнучкого колеса, а також їх опори.

Особливості розрахунку і проектування планетарної передачі.

Розглянемо процедуру **підбору кількості зубів** для планетарного редуктора із замикаючим ступенем (рис. 11.12).

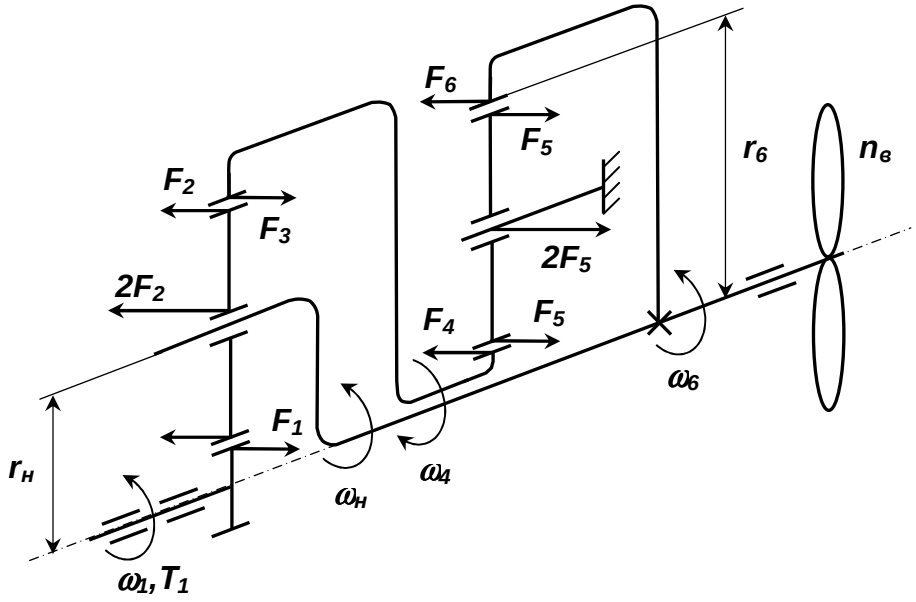


Рис. 11.12. Розподіл сил і моментів у замкнутій планетарній передачі

За такою схемою виконані головні редуктори вертольотів Мі-6, Мі-8, Мі-24 (за подібною схемою – редуктор вертольота Ка-25К), а також літакових двигунів АІ-20, АІ-24, ТВ3-117.

Система рівнянь, що визначає необхідний зв'язок між зубами даної схеми зубчастого механізму, має вигляд [5]:

1) рівняння передаваної потужності

$$i_{1H} = i_{16} = 1 + \frac{z_3}{z_1} + \frac{z_3 z_6}{z_1 z_4};$$

2) умова співвісності

$$\frac{z_1 + z_2}{2} = \frac{z_3 - z_2}{2};$$

3) умова сусідства

$$(z_1 + z_2)\sin\frac{\pi}{k} \geq z_2 + 2;$$

4) умова збирання

$$\frac{z_1 + z_3}{k} = N,$$

де N – будь-яке ціле число; k – кількість сателітів.

На основі цієї системи одержані генеральні рівняння, що дозволяють визначити кількість зубів планетарного механізму типу $\overline{AI}$ (або аналогічної схеми простого механізму з нерухомими колесами z_5 – ступені перебирання)

$$z_1 = k\frac{N}{i_{1H}^3}; \qquad z_2 = z_1\frac{i_{1H}^3 - 2}{2}; \quad z_3 = z_1(i_{1H}^3 - 1).$$

Визначення сил і моментів

У даній замкнутій планетарній передачі 1-й ступінь – планетарний, 2-й – звичайна передача з паразитною шестірнею 5 (перебори). Частина потужності на гвинт передається водилом, а частина – шестірнею 6. Вони жорстко пов'язані.

Силу на ведучій центральній шестірні 1 визначають з умови рівноваги першої ланки

$$N_{дв} = T_1\omega_1; \qquad T_1 = \frac{N_{дв}}{\omega_1}; \; F_1 = \frac{2T_1}{d_1 k}\Omega.$$

За умови рівноваги моментів на сателіті $F_2 = F_1 = F_3$.

Під дією колових сил на сателіті водило обертається в той же бік, що і ведуча шестірня Z_1, під дією сили $2 \cdot F_2 \cdot к = F_н$, де к – кількість сателітів. Відповідний момент і потужність, що передаються за допомогою водила, визначаються рівняннями

$$T_н = F_н \cdot r_н \qquad і \qquad N_н = T_н \cdot \omega_в.$$

Далі розглянемо рівновагу блока шестерень Z_3 - Z_4:

$$F_3 \cdot r_3 \cdot k = F_4 \cdot r_4 \cdot k_1 \qquad \text{і} \qquad F_4 = \frac{F_3 \cdot r_3 \cdot k}{r_4 \cdot k_1},$$

де k_1 – число переборів.

На ступені перебору $F_4 = F_5 = F_6$. На вісь колеса 5 (перебору) діє сила $2 \cdot F_5$.

На колесо 6 з боку коліс 5 діє сумарна сила $F_6 = F_5 \cdot k_1$ і відповідний момент і потік потужності крізь колесо 6 передається на гвинт:

$$T_6 = r_6 \cdot F_6 \cdot k_1 \qquad \text{та} \qquad N_6 = T_6 \cdot \omega_6 .$$

За умови нормальної роботи редуктора даної схеми $\omega_6 = \omega_н$.

Для диференціального механізму подібної схеми сили визначають аналогічно (рис. 11.13)

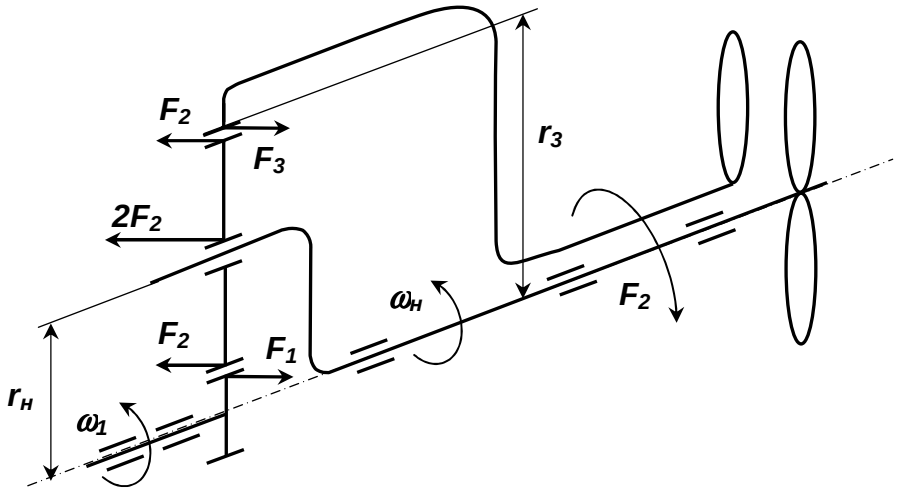


Рис. 11.13. Розподіл сил і моментів у диференціальній передачі

На центральне ведуче колесо діє сила

$$F_1 = \frac{2T_1}{d_1 \cdot k} \Omega .$$

На сателіт діє сила

$$F_2 = F_1 = F_3.$$

На водило діють сила $F_Н = 2 \cdot F_2 \cdot к$ і моменти $T_Н = F_Н \cdot r_н$. Потужність, що передається водилом на передній гвинт: $N_н = T_н \cdot \omega$.

На задній гвинт діє момент $T_З = F_З \cdot r_З \cdot к$ і потужність $N_З = T_З \cdot \omega_З$.

Передавальне відношення диференціального механізму визначають через передавальне відношення планетарного механізму (у нашому випадку $\overline{AI}$). Як випливає із силового аналізу, при рівності $\omega_н$ і $\omega_З$ момент, що передається через водило, більше, ніж момент на другому гвинті. На

практиці рівність кутових швидкостей гвинтів досягається зміною кроку гвинта і числом лопатей.

Після формули Віліса (при зупиненому водилі) і умови $n_3 = -n_н$ отримаємо

$$\frac{n_1 - n_н}{n_3 - n_н} = \frac{n_1 - n_н}{-2n_н} = -\frac{1}{2}\left(\frac{n_1}{n_н} - 1\right) = i_{13}^{н} = 1 - i_{1н}^{3}.$$

Визначаємо умовне передавальне відношення

$$i_{1н}^{3} = 1 + \frac{1}{2}\left(\frac{n_1}{n_н} - 1\right).$$

За цим умовним передатним відношенням підбирають кількість зубів диференціального механізму.

11.2.2. Головні редуктори (ГР) одногвинтових вертольотів

У сім'ї одногвинтових вертольотів головні редуктори є сполучною ланкою між двигунами та несучим і рульовим гвинтами.

Одногвинтові вертольоти, крім головного редуктора, мають проміжні та хвостові редуктори, з'єднані між собою через трансмісійні вали. Існує основний кінематичний ланцюг від двигуна до несучого та рульового гвинтів. Крім того, існує розгалужений ланцюг приводів до різних агрегатів. На корпусі головного редуктора замикаються докладені до вертольота зовнішні зусилля і моменти.

Частота обертання газових турбін сучасних ТГД лежить у межах від 6000 до 17000 об/хв (у малопотужних двигунах може бути і вище). Для отримання найбільшого ККД НГ на розрахунковому режимі польоту вертольота частота обертання НГ має бути значно менше частоти обертання газової турбіни, що досягається за допомогою ГР.

11.2.2.1. Кінематичні схеми і основні параметри

На рис. 11.4 – 11.18 показано п'ять кінематичних схем основного ланцюга головних редукторів вертольотів Мі-1, Мі-2, Мі-4, Мі-6, Мі-8 [6]. Основні параметри цих редукторів наведені в табл. 11.2. Головні редуктори цих вертольотів двох-, трьох- або чотирьохступінчасті і, як правило, мають по два двигуни. Лише вертольоти Мі-1 і Мі-4 мають по одному двигуну [6].

На кінетичних схемах механізми редуктора можна розділити на три групи: із простими зубчастими передачами; із планетарними передачами, що мають одинарні і подвійні сателіти; із змішаними передачами, механізми яких мають просту і планетарну передачі. Щоб попередити велике напруження в зубах простої передачі, необхідно встановлювати декілька переборів, розташовуючи їх рівномірно по колу.

Головний редуктор вертольота Мі-1 має найпростішу схему: він виконаний двохступінчастим відповідно до співвісної схеми (вісь вхідного вала редуктора збігається з валом НГ). У нижній частині редуктора крізь

конічну передачу здійснюється відбір потужності до рульового гвинта. Головний редуктор ГР-2 вертольота Мі-2 – трьохступінчастий. Він складається з вхідних конічних ступенів від двох двигунів і двох циліндричних ступенів, які з двох боків змушують обертатися вал гвинта.

Останні ступені головних редукторів зазвичай складені із співвісних передач переборного, диференціального або планетарного типів. Їх ККД – більше 97 %.

У розглянутих головних редукторах використані прямозубі зубчасті передачі, за винятком першого ступеня головного редуктора ВР-8А, в якій застосовують циліндричні косозубі колеса (рис. 11.17). Використовують також конічні зубчасті колеса із спіральними зубами.

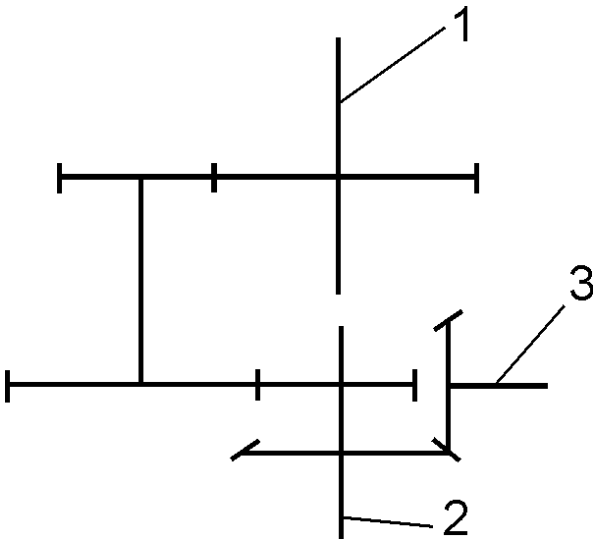


Рис. 11.14. Кінематична схема головного редуктора Р-1:

1 – вал несучого гвинта; 2 – вхідний вал; 3 – привід хвостового гвинта

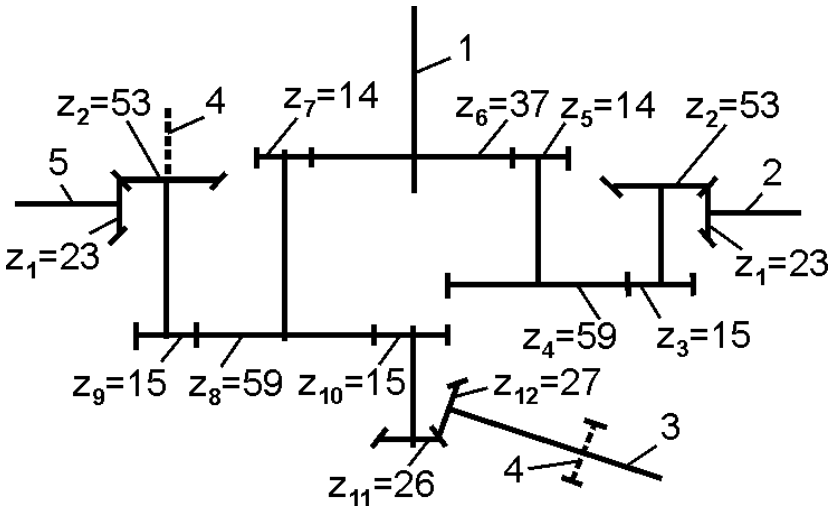


Рис. 11.15. Кінематична схема головного редуктора ВР-2:

1 – вал несучого гвинта; 2 – вхід правого двигуна; 3 – привід хвостового гвинта; 4 – приводи агрегатів; 5 – вхід лівого двигуна

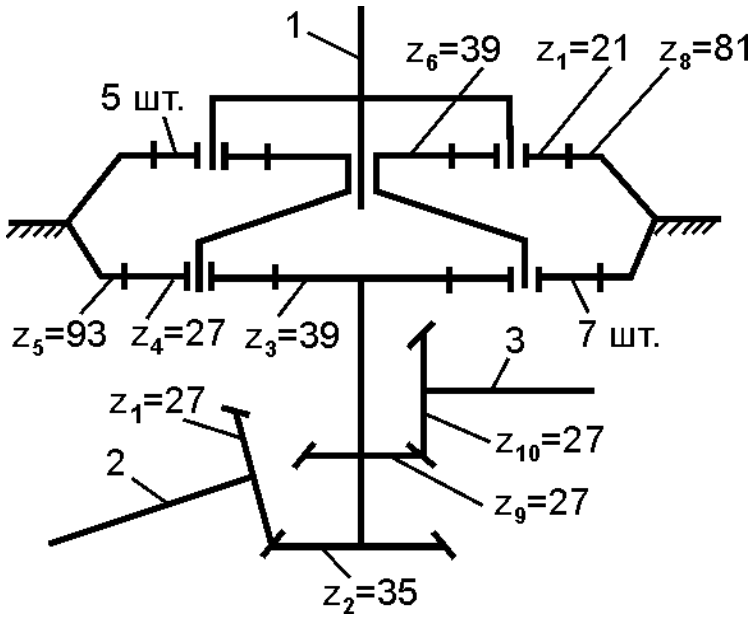


Рис. 11.16. Кінематична схема головного редуктора Р-5:
1 – вал несучого гвинта; 2 – вхідний вал; 3 – привід хвостового гвинта

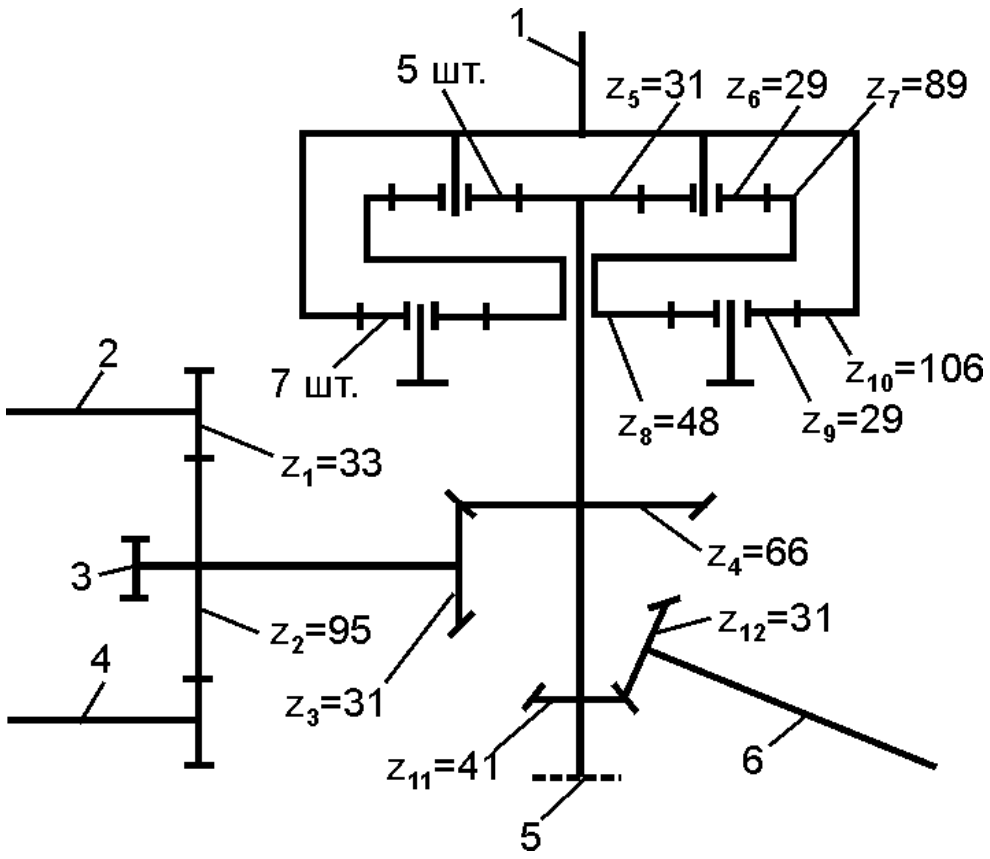


Рис. 11.17. Кінематична схема головного редуктора ВР-8:
1 – вал несучого гвинта; 2 – вхід лівого двигуна; 3 – до приводу вентилятора; 4 – вхід правого двигуна; 5 – до приводу агрегатів; 6 – привід хвостового гвинта

Таблиця 11.2

Головні параметри головних редукторів вертольотів із одним несучим гвинтом

Вертоліт	**Мі-1**	**Мі-2**	**Мі-4**	**Мі-6**	**Мі-8**
Умовне позначення редуктора	Р-1	ВР-2Б	Р-5	Р-7	ВР-8А
Характеристика	Двохступінчастий співвісний циліндричний з одним вхідним валом	Трьохступінчастий із двома вхідними валами: 1-й ступінь – конічний спіральний; 2-й, 3-й ступені – циліндричні	Трьохступінчастий з одним вхідним валом: 1-й ступінь – конічний спіральний; 2-й, 3-й ступені – циліндричні планетарні	Чотирьохступінчастий із двома вхідними валами: 1-й ступінь – конічний спіральний; 2-й ступінь– циліндричний; 3-й і 4-й ступені – циліндричні планетарні замкнуті	Трьохступінчастий з двома вхідними валами: 1-й ступінь – циліндричний косозубий; 2-й ступінь – конічний спіральний; 3-й ступінь – циліндричний планетарний замкнутий
Число двигунів та їх тип	1, поршневою	2, ГТД	1, поршневою	2, ГТД	2, ГТД
Частота обертання вхідних валів, об/хв	1 580	5 904	2 600	8 300	12 000
до вала НГ до приводу СГ	6,82 0,678	23,981 2,392	13,501 1,0	69,204 4,026	62,5 4,634

Закінчення табл. 11.2

Вертоліт		Мі-1	Мі-2	Мі-4	Мі-6	Мі-8
Частота обертання, об/хв	вала НГ	232	246	193	120	192
	приводу СГ	2 300	2 460	2 600	2 063	2 589
Тривалість роботи редуктора на злітному режимі, %			5	5	1,25	5
Число циклів, що напрацьовується валом НГ на злітному режимі за 1000 ч			7,38105	5,79105	0,9105	5,77105
Маса редуктора, кг		135	300	470	3 200	750
Питома маса редуктора, кг/Н·м·			0,0159	0,0087	0,0059	0,0070
Відношення маси редуктора до сумарної маси двигунів			1,1111	0,440	1,333	1,136
Габаритні розміри редукторів						
Довжина, м		–	855	–	1 852	1 055
Ширина, м		–	876	–	1 551	880
Висота, м		–	1 478	1 600	2 795	1760
Діаметр, м		–	–	670	–	–

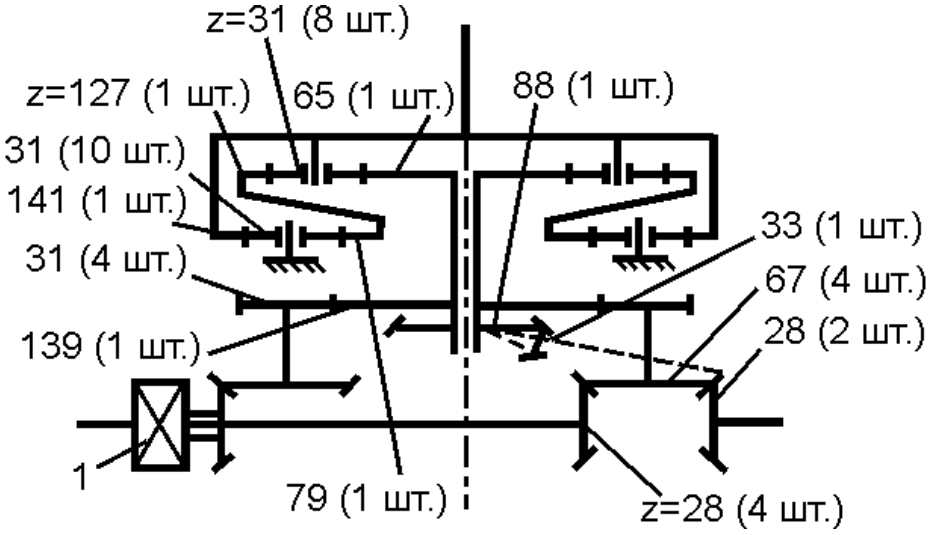


Рис. 11.18. Кінематична схема головного редуктора Р-7:

1 – зрівняльний механізм

В останніх ступенях найбільший модуль ($m = 7$ мм) мають зубчасті колеса головного редуктора Р-7. Для низки вертолітних редукторів кут зачеплення $\alpha = 28°$. Зазвичай частота обертання вала НГ головного редуктора 120 об/хв $\leq n_{н.в} \leq$ 300 об/хв, тоді як хвостовий гвинт обертається з частотою = 2500…3000 об/хв і більше.

У зв'язку з високою частотою обертання роторів ГТД передавальне число головного редуктора до вала НГ може досягати **u** до 80, до рульового гвинта **u** до 6. Маса головного редуктора може становити понад 3000 кг, а на легкому вертольоті – близько 200 кг.

Якщо під питомою масою головного редуктора розуміти відношення маси редуктора до крутильного моменту, Н·м, на валу НГ при злітному режимі, то цей параметр досягає 0,006 кг/(Нм).

Розміри всіх шестерень, підшипників і валів ГР визначаються в основному силами, залежними від передаваних редуктором крутильних моментів. Тому масу ГР розраховують за формулою

$$m_{г.р} = k_{г.р} (M_{кр})_{н.в}.$$

Для редукторів одного розміру, схожих схем і таких, що мають близькі значення передавальних відносин, коефіцієнт $k_{г.р}$ можна вважати зіставлюваним. З результату аналізу випливає, що зменшення крутильного моменту, що передається редуктором, приводить до збільшення вагового коефіцієнта $k_{г.р}$. Це пояснюється тим, що товщина стінок основних деталей малих редукторів виявляється відносно великою як внаслідок технологічних труднощів при виготовленні деталей з дуже малою товщиною стінок, так і з міркувань забезпечення необхідної

жорсткості і статичної стійкості стінок. Через це маса деталей малих редукторів виходить відносно вище. Для зменшення цього ефекту такі редуктори доцільно робити за простими схемами, зокрема з передачею вихідного крутильного моменту з меншою кількістю точок зачеплення.

Для цього треба на кожному переборі мати муфту або пружний елемент, який дає можливість зібрати передавальний механізм із гарантованими зазорами та забезпечити рівномірне навантаження всіх переборів.

У разі комбінованого редуктора раціонально використовувати планетарну передачу в другому ступені, що дозволяє зменшити частоту обертання водила і відцентрові сили, які навантажують підшипники сателітів.

11.2.2.2. Головний редуктор вертольота Мі-8 – ВР-8А

Головний редуктор вертольота Мі-8 (рис. 11.19) призначений для передавання крутильного моменту від двигунів до несучого гвинта вертольота, а також для надання руху агрегатів, встановлених на редукторі [4].

Зниження частоти обертання головного редуктора досягається застосуванням трьох ступенів редукції.

Першим ступенем є два ведучих циліндричних косозубих колеса, які приводяться в обертання від двигунів і знаходяться в зачепленні з третім, спільним для них веденим зубчастим колесом. Другий ступінь редукції складається з двох конічних зубчастих коліс із спіральними зубами. Третій ступінь редукції виконаний за схемою замкненого диференціального механізму, що складається з диференціала та замикаючого ланцюга диференціала.

Від головного редуктора забезпечується приведення в дію низки агрегатів, робота яких можлива і в разі відмови силового встановлення.

Головний редуктор установлений на стельовій панелі фюзеляжу вертольота та закріплений до вузлів силових шпангоутів за допомогою рами.

Основні технічні дані (ОТД)

Частота обертання вхідних валів, об/хв 12000

Частота обертання вала несучого гвинта
(за показаннями лічильника 95,3%), об/хв 1922

Передавальне відношення:

до приводу несучого гвинта 62,5
рульового гвинта 4,634
вентилятора 1,993
насосів НШ-39-1М 4,936
генератора СГО-30УРС 1,497
датчиків Д-1 лічильника частоти обертання 5,04

компресора АК-50Т1 5,984
мастильного агрегату 4,06

Кількість мастила, що заливається в редуктор (без урахування заповнення каналів системи змазування редуктора), л ..... не більше 32
Залишок незливаного мастила з редуктора, л 5
Прокачування мастила крізь редуктор, л/хв ..... не меншого 140
Суха маса редуктора, кг ..... 785±2%

Редуктор (див. рис. 11.19) складається з основних вузлів: картера, двох муфт вільного ходу, приводу вала несучого гвинта, вала несучого гвинта, приводу рульового гвинта і приводів агрегатів.

Картер редуктора є силовим елементом, що передає аеродинамічні сили від несучого гвинта на фюзеляж.

Картер є литтям магнієвого сплаву. Він складається з корпусу 23 редуктора, корпусу 17, вала 16 несучого гвинта та піддона 29 редуктора.

Корпус 23 редуктора у верхній частині має зовні силовий пояс із п'ятьма фланцями для кріплення рами підредуктора і фланець із шпильками для з'єднання з корпусом 17 вала 16 несучого гвинта.

Усередині корпусу редуктора виконано циліндричне розточування із фланцем для встановлення нижньої половини корпусу 21 проміжних зубчастих коліс і вертикальна стінка з розточуванням під задній роликопідшипник вала конічного зубчастого колеса 1.

У циліндричних розточуваннях передніх приливків корпусу встановлено корпус підшипників вала конічного зубчастого колеса 1 другого ступеня та роликові підшипники ведених валів муфт вільного ходу.

До переднього фігурного фланця корпусу редуктора кріплять корпус зубчастих коліс 8 і 11 першого ступеня і муфт вільного ходу, а також кришку 9 приводу вентилятора. На боковій поверхні корпусу ввернуто штуцер для встановлення датчика тиску мастила.

У нижній частині корпусу редуктора розташовано горизонтальну стінку, в центральне розточування якої запресовано обойму роликового і кулькового підшипників вертикального вала 22. Крім того, в розточуваннях горизонтальної стінки встановлено стакани підшипників валів конічних зубчастих коліс приводів агрегатів. До фланця нижньої частини корпусу кріплять піддон 29 редуктора.

Позаду приливка корпусу редуктора виконано циліндричне розточування для встановлення корпусу 25 приводу рульового гвинта. По обох сторонах корпусу є фланці для кріплення бокових кришок приводів. Для підведення мастила на змащування деталей механізму редуктора в стінках його корпусу виконані канали з жиклерами і форсунками.

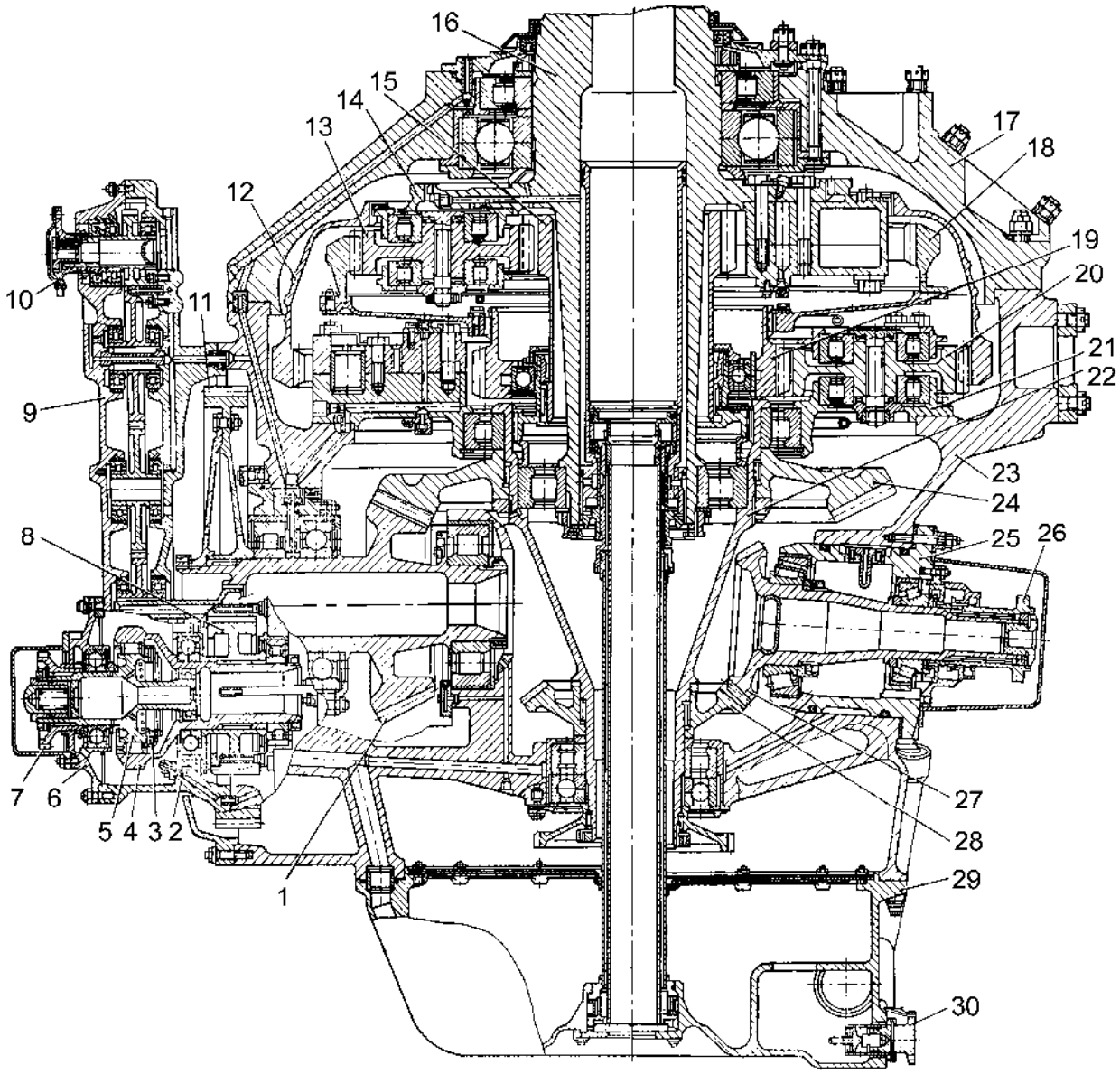


Рис. 11.19. Головний редуктор ВР-8А:
1 – ведуче зубчасте колесо другого ступеня; 2 – передня кришка;
3 – сепаратор; 4 – ведена обойма; 5 – ведуча обойма;
6 – корпус підшипника; 7 – втулка;
8 – ведуче зубчасте колесо першого ступеня; 9 – кришка приводу вентилятора; 10 – фланець; 11, 24, 27 – ведені зубчасті колеса;
12 – вінцеве зубчасте колесо; 13 – сателіт; 14 – корпус сателітів;
15, 19 – ведучі зубчасті колеса; 16 – вал несучого гвинта;
17 – верхній корпус; 18 – вінцеве зубчасте колесо;
20 – проміжне зубчасте колесо; 21 – корпус проміжних коліс;
22 – порожнистий вал; 23 – нижній корпус; 25 – корпус підшипників;
26 – шліцьовий фланець; 28 – ведуче зубчасте колесо приводу хвостового вала; 29 – піддон; 30 – магнітна пробка

Корпус 17 вала несучого гвинта у верхній частині має циліндричне розточування і фланець. У розточування корпусу запресовано сталеву ступінчасту обойму, в яку вмонтовано радіальний роликовий і радіально-упорний кульковий підшипник вала несучого гвинта.

На корпусі просвердлені отвори для проходу болтів кріплення опорного фланця, що фіксує зовнішнє кільце шарикопідшипника вала несучого гвинта в обоймі. Цими ж болтами кріплять внутрішню порожнину картера зверху. Напресований на вал несучого гвинта конічний відбивач спільно з конічною поверхнею верхньої кришки утворює вологоущільнений лабіринт. У кришці просвердлені отвори для проходу болтів кріплення, що є напрямною автомата перекосу.

У задній частині корпусу вала несучого гвинта розташовані фланці для кріплення кронштейна гідропідсилювачів і кронштейна важеля спільного автомата перекосу.

У нижній частині корпус вала несучого гвинта має фланець для з'єднання з корпусом редуктора. У боковий отвір корпусу вкручено суфляр, що з'єднує внутрішню порожнину картера редуктора з атмосферою.

Піддон 29 редуктора, що є одночасно мастильним баком, установлений в нижній частині редуктора. Піддон відлитий з магнієвого сплаву, у верхній частині має фланець для кріплення до корпусу редуктора і внутрішній фланець для встановлення сітки.

Усередині піддона вилито фігурну стінку з отворами, що відокремлює порожнину з нагрітим мастилом, яке зливається з картера редуктора, від порожнини холодного мастила. Піддон має низку приливів з каналами для проходу мастила та колодязь для встановлення мастильного фільтра.

У центральний отвір піддона запресовано мастилоперепускну втулку, в проточки якої закладено дві труби мастилопроводу. У стінці мастилоперепускної втулки виконані отвори для проходу мастила з кільцевої канавки центрального отвору піддона в кільцеву порожнину мастилопроводу. У нижній частині піддона є фланець для кріплення

У передній частині піддона вилитий колодязь, в який встановлено мастильний фільтр тонкого очищення. Справа на боковій поверхні піддона є фланець для кріплення заливної горловини. У горловині встановлено сітчастий фільтр і кришка, що утримується в закритому положенні траверсою. Для контролю рівня мастила в редукторі на заливній горловині встановлено мастиломірне скло. Крім того, піддон має фланець з отвором для кріплення патрубка підведення мастила з радіаторів і два різьбові отвори для встановлення датчиків температури мастила. В отворах бокової поверхні піддона розміщено три магнітні пробки 30, призначені для уловлювання металевих часток, що потрапляють в мастило.

Привід вала несучого гвинта складається з муфт вільного ходу, циліндричної передачі I ступеня, конічної передачі II ступеня та диференціально-замкненої передачі III ступеня редуктора.

У конструкції головного редуктора передбачено дві муфти вільного ходу, кожна з яких складається з втулки 7, ведучого вала 5, сепаратора з роликами, веденого вала 4, корпусів 6 і деталей мастилоущільнення.

Механізми муфт вільного ходу зібрані в розточуваннях передньої кришки 2, що кріпляться до корпусу картера. Спереду до кришки кріплять два корпуси 6 кулькових підшипників ведучих валів муфт.

Ведучий вал 5 муфти вільного ходу – сталевий, змінного перерізу, спирається на два підшипники: кульковий, встановлений в розточуванні корпусу 6, та роликовий, встановлений усередині веденого вала 4 муфти вільного ходу. У передній частині ведучого вала 5 нарізані шліци для встановлення втулки 7, яка спільно з мастилоперепускним кільцем і внутрішнім кільцем шарикопідшипника закріплена на ведучому валі. Для запобігання витіканню мастила з порожнини муфти на маточині шліцьової втулки 7 змонтований вузол ущільнювача. Середня частина ведучого вала є зірочкою з 16 майданчиками, які мають спеціальний профіль із цементованою поверхнею для сталевих циліндричних роликів сепаратора 3.

Сепаратор муфти вільного ходу призначений для одночасного вмикання в роботу всіх роликів. Сепаратор встановлений на зірочці ведучого вала та в осьовому напрямі може переміщуватися в невеликих межах між розрізними стопорними кільцями, встановленими в канавках на циліндричній поверхні зірочки. У задній частині сепаратора виконані виступи, що входять у пази на циліндричній поверхні зірочки ведучого вала. Таке з’єднання застосовано для обмеження ходу роликів із сепаратором при виключенні муфти вільного ходу.

Ведений вал 4 – сталевий, пустотілий, змінного перерізу. Він установлений на двох підшипниках: кульковому – радіально-упорному та радіально-роликовому. Передня частина веденого вала розгорнена в обойму, що має внутрішнє циліндричне розточування.

Втулка 7 призначена для приєднання ресори головного приводу двигуна до ведучого вала муфти вільного ходу. Вона виготовлена з легованої сталі і має в передній частині зовнішні сферичні цементовані шліци, що з'єднуються при з’єднанні з відповідними внутрішніми шліцами ресори двигуна.

Для усунення подовжніх коливань привідної ресори всередині склянки, запресованої в розточування ведучого вала муфти із зовнішнього боку, встановлено пружину, що віджимає ресору у бік двигуна.

Вмикання і вимикання муфти вільного ходу відбуваються автоматично залежно від швидкості обертання ведучого і веденого валів. При обертанні ведучого вала відбувається заклинювання роликів між робочими поверхнями зірочки ведучого вала і обоймою веденого вала. При цьому ведучий та ведений вали муфти починають обертатися з однаковою частотою обертання (вмикання муфти).

Коли частота обертання ведучого валу починає зменшуватися (що характеризує зменшення обертів двигуна), а ведений вал внаслідок інерції обертання гвинтів і трансмісії продовжуватиме обертатися і обганяти ведучий вал, ролики вийдуть із заклинювання і встановляться в западини зірочки ведучого валу (виключення муфти).

З ведених валів муфт вільного ходу потужність обох двигунів передається через ведучі зубчасті колеса 8 I ступеня редукції на спільне ведене зубчасте колесо 11.

Циліндрична передача I ступеня складається з двох ведучих зубчастих коліс 8 і веденого зубчастого колеса 11.

Ведуче зубчасте колесо 8 має циліндричний вінець із зубами зовнішнього зачеплення і маточину із внутрішніми шліцами для кріплення на веденому валу муфти вільного ходу. Ведене колесо 11 складається з зубчастого колеса та опорного диска, який своєю маточиною напресований на маточину зубчастого колеса і прикріплений до нього болтами. Опорний диск збільшує жорсткість веденого зубчастого колеса при незначній його масі. У внутрішньому розточуванні маточини колеса є шліци для встановлення його на вал ведучого конічного зубчастого колеса II ступеня.

Ведене колесо 11 ступеня I редукції передає сумарний крутильний момент від обох двигунів на вал ведучого конічного зубчастого колеса 1 ступеня II редукції. Ступінь II редуктора має ведуче 1 і ведене 24 конічні зубчасті колеса, а також вертикальний вал 22.

Ведуче конічне зубчасте колесо 1 виготовлено спільно з валом. Його встановлюють на трьох підшипниках: двох радіальних роликових і одному радіально-упорному кульковому. Внутрішнє кільце заднього роликового підшипника закріплено гайкою на валу колеса, а зовнішнє розташовано в обоймі, запресованій в розточування корпусу редуктора.

У передній частині на вал ведучого зубчастого колеса встановлені внутрішні кільця передніх підшипників вала з регулювальним кільцем між ними, а на шліцах – ведене зубчасте колесо 11 ступеня I, закріплене гайкою. Зовнішні кільця передніх підшипників вала зубчастого колеса 1 установлені в сталевій обоймі, що запресована в циліндричне розточування корпусу підшипників. Зовнішнє кільце роликового підшипника запресовано в обойму і зафіксовано від осьового переміщення розрізним стопорним кільцем, встановленим у канавці обойми. Зовнішнє кільце упорного кулькового підшипника встановлене в обоймі з радіальним зазором і зафіксовано для уникнення осьового переміщення упорним фланцем, закріпленим на шпильках корпусу підшипників. Таке встановлення шарикопідшипника розвантажує його від сприйняття радіальних навантажень, і підшипник сприймає тільки осьові навантаження, що діють на вал зубчастого колеса 1.

У передній частині посередині вала ведучого зубчастого колеса 1 є внутрішній буртик, у циліндричному розточуванні якого нарізані евольвентні шліци для встановлення ресори приводу вентилятора.

Ведене конічне зубчасте колесо 24 ступеня II виготовлено з легованої сталі і має зубчастий вінець з *цементованими спіральними зубами.* У розточуванні маточини колеса нарізані евольвентні шліци і є циліндрична цементуюча поверхня для встановлення зубчастого колеса на вертикальний вал 22, який виконаний з легованої сталі і має діаметр, що змінюється по довжині. Вал спирається на два роликових і один радіально-упорний кульковий підшипники. Внутрішні кільця роликових підшипників установлені на валу, а кулькового – на хвостовику ведучого зубчастого колеса приводів агрегатів. Зовнішнє кільце верхнього роликового підшипника встановлено в центральному розточуванні нижньої половини корпусу зубчастих коліс і від осьового переміщення зафіксовано розрізним стопорним кільцем. Зовнішні кільця нижніх підшипників вала встановлені в одній спільній сталевій обоймі, запресованій в центральне розточування горизонтальної перегородки корпусу 17 редуктора. Спеціальний фланець, закріплений на шпильках перегородки знизу, запобігає осьовому переміщенню зовнішніх кілець роликового і кулькового підшипників.

На зовнішній поверхні верхньої частини вала 22 є упорні буртик, циліндрична частина, ділянка з евольвентними шліцами і різьбова ділянка. На циліндричну частину вала напресовано внутрішнє кільце верхнього роликового підшипника, а на шліцах встановлено ведене конічне зубчасте колесо 24 ступеня II, деталі затиснуті на валу гайкою, законтрені гвинтами, укрученими у вал 22 крізь пази гайки.

Усередині верхньої частини вала 22 є циліндричне розточування і внутрішні евольвентні шліци. У циліндричному розточенні встановлені: зовнішнє кільце нижнього роликового підшипника вала 16 несучого гвинта і перехідна шліцьова втулка. Між ними прокладено опорне кільце, що обмежує нижнє розташування шліцьової втулки. Переміщення шліцьової втулки вгору обмежується стопорним кільцем, установленим у канавці розточування верхньої частини вала 22. На нижній частині вала ззовні є буртик, циліндричні та шліцьові майданчики. На верхні шліци вала посаджено ведуче конічне зубчасте колесо 28 приводу рульового гвинта, яке упирається в буртик вала через регулювальне кільце. Кільце забезпечує необхідне регулювання зубчастого зачеплення приводу рульового гвинта. На циліндричну ділянку вала встановлено упорне кільце і внутрішнє кільце нижнього роликового підшипника. На нижньому шліцьовому поясі розташовано ведуче зубчасте колесо приводів агрегатів, що несе на циліндричній ділянці свого хвостовика внутрішні кільця радіально-упорного шарикопідшипника. Розташовані на нижній частині вала 22 деталі стягнуті гайкою і фіксуються від провертання пластинчатим замком.

Диференціально - замкнена передача III ступеня редуктора складається з ведучого циліндричного зубчастого колеса 15, п'яти сателітів 13, подвійного зубчастого колеса 18 – 19, семи проміжних зубчастих коліс 20 і дзвоноподібного зубчастого колеса 12 із внутрішнім зачепленням. Ведучою ланкою диференціального ступеня є зубчасте колесо 15, що передає крутильний момент на п'ять сателітів 13, установлених на корпусі 14, що жорстко поєднаний із валом 16 несучого гвинта. Із сателітів 13 частина потужності передається безпосередньо на вал 16 несучого гвинта, інша частина потужності з них передається через подвійне зубчасте колесо на сім проміжних зубчастих коліс, що призводять до обертання дзвоноподібне зубчасте колесо 12, з'єднане з валом 16 несучого гвинта.

Ведуче зубчасте колесо 15 диференціального ступеня редуктора є сталевим порожнистим валом, що має в нижній частині зовнішні евольвентні шліци, а у верхній – циліндричний зубчастий вінець із цементованими зубами. Шліцами воно з'єднується з валом 22 редуктора за допомогою шліцьової втулки і від осьового переміщення стримується з одного боку внутрішнім буртиком втулки, з іншого – опорною втулкою, установленою в розточуванні шліцьової втулки і закріпленою спеціальною гайкою.

Сателіт 13 диференціала є сталевим циліндричним зубчастим колесом із цементованими зубцями зовнішнього зачеплення. Сателіти встановлюють в корпусі 14 на двох радіальних роликових підшипниках кожен. Торці маточини сателіта мають шліци для утримування від провертання спеціального болта, яким сателіт кріплять до корпусу.

Корпус сателітів складається з двох половин – верхньої та нижньої, з'єднаних між собою. Кожна половина корпусу сателіта є сталевим диском з п'ятьма циліндричними гніздами для встановлення зовнішніх кілець роликових підшипників сателітів. Верхня половина корпусу має вінець із внутрішніми шліцами для з'єднання з відповідними шліцами вала несучого гвинта і зовнішній шліцьовий вінець для встановлення дзвоноподібного зубчастого колеса 12. Крім шліцьового зв'язку, з'єднання корпусу 14 сателітів із валом 16 несучого гвинта здійснюється двома рядами спеціальних болтів.

Сателіти встановлені в корпусі 14, коли монтуються його половини. Внутрішні кільця роликових підшипників сателітів напресовують на маточини сателітів і закріплюють болтами, під гайки яких підкладають сталеві опорні шайби із шліцами торців. На внутрішній поверхні торця головок болтів кріплення сателітів також розташовані шліци торців. Це дозволяє жорстко фіксувати внутрішні кільця підшипників сателітів відносно їх маточин.

Подвійне зубчасте колесо складається з верхнього 18 і нижнього 19 зубчастих коліс, з'єднаних між собою опорним диском. Верхнє зубчасте колесо 18 виготовлено з легованої сталі і має зубчастий вінець

внутрішнього зачеплення і фланець, яким колесо з'єднане із фланцем опори. Опорний диск – це диск, у верхній частині якого є сполучний фланець для встановлення верхнього зубчастого колеса 18, у нижній – маточина з циліндричним розточуванням, в якому нарізані шліци. Нижнє зубчасте колесо – пустотілє, у верхній частині має зовнішні шліци з кільцевою канавкою, а в нижній – циліндричний зубчастий вінець зовнішнього зачеплення. У внутрішнє циліндричне розточування зубчастого колеса встановлено зовнішнє кільце радіального кулькового підшипника, що є опорою для цього зубчастого колеса. Внутрішнє кільце цього підшипника затиснуте гайкою на зовнішній циліндричній поверхні шліцьової втулки.

На шліци нижнього зубчастого колеса встановлено опору подвійного зубчастого колеса, яку фіксують від осьового переміщення пластинами, що входять у кільцеву канавку зубчастого колеса і закріплені гвинтами до внутрішнього фланця опори.

Опори з'єднують болтами з верхнім зубчастим колесом 18 за їх фланцями.

Нижнє зубчасте колесо приводить до обертання сім проміжних зубчастих коліс 20, які за конструкцією аналогічні сателітам.

Корпус 21 проміжних зубчастих коліс складається з верхньої і нижньої половин. У нижній половині корпусу є сім гнізд для встановлення зовнішніх кілець нижніх радіальних роликових підшипників проміжних зубчастих коліс 20 замикаючого ланцюга диференціала. Зовнішні кільця верхніх роликових підшипників цих зубчастих коліс установлені в розточуваннях верхньої половини корпусу зубчастих коліс. Обидві половини корпусу зубчастих коліс з'єднані між собою болтами, кріпляться до корпусу редуктора та сприймають ту частину реактивного моменту несучого гвинта, яка виникає в замикаючому ланцюзі диференціала.

Проміжні зубчасті колеса 20 знаходяться в зачепленні з дзвоноподібним зубчастим колесом 12 замикаючого ланцюга диференціала. Зубчасте колесо 12 – сталеве, дзвоноподібної форми, в нижній частині має зубчастий вінець внутрішнього зачеплення, а у верхній – маточини з внутрішніми евольвентними шліцами і кільцевою канавкою. Дзвоноподібне зубчасте колесо встановлено в шліцах верхньої половини корпусу 4 сателітів і фіксується від осьового переміщення замком. Таке розташування зубчастого колеса 2 дозволяє йому самоцентруватися при роботі редуктора.

Вал 16 несучого гвинта – сталевий, пустотілий, в середній частині розгорнений в диск із зовнішніми шліцами для встановлення і кріплення корпусу сателітів 14. На верхній частині вала, прилеглій до диска, є зовнішні буртик, циліндричний пояс і різьблення. На цю ділянку послідовно встановлюють регулювальне кільце, що є внутрішнім складовим радіально-упорного кулькового підшипника, регулювальне кільце,

внутрішнє кільце радіального роликового підшипника і гайку, навернену на різьблення вала.

Радіально-упорний кульковий підшипник сприймає осьові та радіальні навантаження від несучого гвинта, а роликовий підшипник сприймає радіальні навантаження, частково розвантажуючи від цих навантажень кульковий підшипник.

На носку вала 16 розташований упорний буртик, евольвентні шліци і різьблення, призначені для встановлення і кріплення несучого гвинта вертольота.

Конічна нижня частина вала закінчується хвостовиком, на зовнішній поверхні якого є упорні буртик, циліндрична частина та різьблення, необхідні для монтажу і кріплення внутрішнього кільця роликового підшипника вала несучого гвинта.

У циліндричне розточування нижньої частини вала несучого гвинта 16 запресована і зафіксована мастилоперепускна труба, яка центрується в порожнині вала двома циліндричними поясочками, розташованими на її кінцях. Ущільнення мастильної порожнини, утвореної стінками труби і вала несучого гвинта, забезпечується гумовими кільцями, встановленими в кільцевих канавках циліндричних поясочків труби. Усередині нижнього кінця труби встановлені гумова армована манжета і мастилоущільнювана втулка, зафіксовані стопорним кільцем. Знизу в трубу вала запресована і законтрена стопором сталева мастилоперепускна втулка, по внутрішній поверхні якої працює шість чавунних мастилоущільнюваних кілець перепускної мастилоущільнюваної втулки мастилопроводу. У перепускній мастилоущільнюваній втулці мастилопроводу і мастилоперепускній втулці труби вала несучого гвинта передбачені радіальні та осьові отвори для проходу мастила.

Привід рульового гвинта складається з ведучого конічного зубчастого колеса 28, веденого конічного зубчастого колеса 27, корпусу 25 приводу, конічних роликових підшипників, шліцьового фланця 26 і вузла ущільнення.

Ведуче конічне зубчасте колесо 28 має на маточині внутрішні шліци, якими воно з'єднане із шліцами вала 22 редуктора. При цьому зубчасте колесо перед з'єднанням нагрівається.

Ведене конічне зубчасте колесо 27 виконано разом із порожнистим валиком приводу. У передній частині колесо має конічний зубчастий вінець зовнішнього зачеплення. На циліндричну частину вала, прилеглу до диска зубчастого вінця, напресовано внутрішнє кільце конічного роликового підшипника і затиснуто на валу гайкою, що законтрена пластинчастим замком. На хвостовику вала веденого конічного зубчастого колеса є зовнішні буртик, циліндрична частина і шліцьова ділянка. Сюди встановлюють регулювальне кільце, внутрішнє кільце конічного роликового підшипника, мастиловідбивач і шліцьовий фланець 26, які затискають на хвостовику гайкою, укрученою у внутрішнє різьблення

хвостовика та законтреною пластинчастим замком. У внутрішній порожнині вала встановлена дюралюмінієва заглушка.

Шліцьовий фланець 26 має квадратний фланець із чотирма отворами для приєднання хвостового вала трансмісії і хвостовик з мастилогонним різьбленням. З внутрішньої сторони фланця нарізані шліци.

Корпус 25 приводу рульового гвинта вилито з магнієвого сплаву, зовнішнім фланцем його кріплять на шпильках фланця задньої частини корпусу 23 редуктори. Між фланцями корпусів 23 і 25 установлено регулювальне кільце. Зовнішній фланець корпусу 25 приводу має отвори під шпильки кріплення і отвори із запресованими бронзовими різьбовими втулками для знімача. Із заднього торця в корпус приводу вкручені шпильки для кріплення корпусу лабіринтового ущільнення. На поверхні корпусу приводу є два циліндричні пояси, якими корпус центрується в розточуванні корпусу редуктора. Між корпусом приводу і внутрішньою поверхнею розточування корпусу редуктора утворюється кільцева мастильна порожнина з установленою в корпусі приводу форсункою.

У розточуваннях передньої і задньої частин корпусу приводу запресовані сталеві обойми, в які встановлені та зафіксовані зовнішні кільця переднього і заднього конічних роликових підшипників. У задній частині корпусу приводу на шпильках укріплено корпус лабіринтового ущільнення. У цьому корпусі виконані циліндричні розточування: у передній встановлено мастиловідбивач, дві задні у поєднанні з мастилогонним різьбленням шліцьового фланця 26 утворюють двохступінчасте лабіринтове ущільнення.

Привід вентилятора здійснюється чотирма послідовно зв'язаними циліндричними прямозубими колесами зовнішнього зачеплення, встановленими в порожнині, сформованій передньою кришкою картера і кришкою 9.

Всі зубчасті колеса приводу вентилятора виготовлені з легованої сталі і мають зубчасті вінці та цапфи з осьовими отворами для полегшення. Кожне зубчасте колесо встановлюють на двох радіальних роликових підшипниках. Внутрішні кільця підшипників напресовані на оброблені циліндричні ділянки цапф зубчастих коліс, зовнішні встановлені в сталевих обоймах, запресованих у розточування гнізд кришок .

Цапфа ведучого зубчастого колеса має внутрішні шліци. На веденому зубчастому колесі розташовано хвостовик для монтажу шліцьового фланця 10, який разом з мастиловідбивачем і внутрішнім кільцем переднього роликового підшипника фіксується на хвостовику спеціальною гайкою. Ущільнення виходу шліцьового фланця 10 вентилятора здійснюється мастиловідбивачем і двохступінчастим лабіринтовим ущільненням.

Приводи агрегатів редуктора служать для забезпечення роботи головних систем вертольота у разі відмови двигунів.

На кришці приводу агрегатів, розташованій на лівій стороні редуктора, встановлено два датчики Д-2 лічильників обертів і гідравлічний насос НШ-39М дублюючої гідросистеми. На окремому фланці корпусу закріплено генератор змінного струму СГО-ЗОУ-4.

На кришці приводу агрегатів, що розташовані на правій стороні редуктора, встановлені: повітряний компресор АК-50ТЗ, гідравлічний насос НШ-39М головної гідросистеми і додатковий привід.

Привід агрегатів, розташованих на корпусі редуктора, здійснюється від центрального зубчастого колеса із зовнішнім зачепленням, установленого на шліцах вертикального вала редуктора.

11.2.2.3. Головні елементи трансмісії вертольота Мі-24.

Трансмісія вертольота Мі-24 і конструкція головного редуктора ВР-24 (рис. 11.20) трохи відрізняються від розглянутих вище трансмісій вертольота Мі-8 і його головного редуктора [7].

Трансмісія складається з головного редуктора, коробки приводів, хвостового вала, проміжного і хвостового редукторів, карданного вала приводу вентилятора, а також гальма несучого гвинта. Особливістю трансмісії є наявність розміщеної між передньою і середньою частинами хвостового вала коробки приводів, на якій встановлено два генератори змінного струму.

Головний редуктор призначений для зменшення частоти обертання і передачі крутильного моменту від двигунів на вали несучого і рульового гвинтів і установку вентилятора. Він має три приводи для гідропомп: один привід для повітряного компресора і два – до датчиків лічильника обертів, а також муфти вільного ходу для відключення непрацюючого двигуна від трансмісії. Повна редукція до вала несучого гвинта здійснюється послідовно на трьох ступенях головного редуктора. Головний редуктор встановлений на рамі, яку кріплять до вузлів фюзеляжу шпильками. Рама складається з восьми підкошувань, з'єднаних попарно в чотири V-подібні вилки, кожна з яких має один основний і один причіпний підкіс.

Коробка приводів служить для приводу двох генераторів змінного струму і зменшення частоти обертання хвостового вала трансмісії. На валу коробки встановлено відцентровий вентилятор і система патрубків для охолоджування генераторів і самої коробки повітрям, яке продувається між поребренням картера і дефлектором. Відпрацьоване повітря викидається в атмосферу.

Проміжний редуктор призначений для передачі крутильного моменту, а також для зміни напряму осі хвостового вала на кут 45°. Ця зміна досягається парою конічних зубчастих коліс, при цьому передача здійснюється без зміни частоти обертання. Редуктор кріпиться чотирма болтами до похилої нервюри кільової балки.

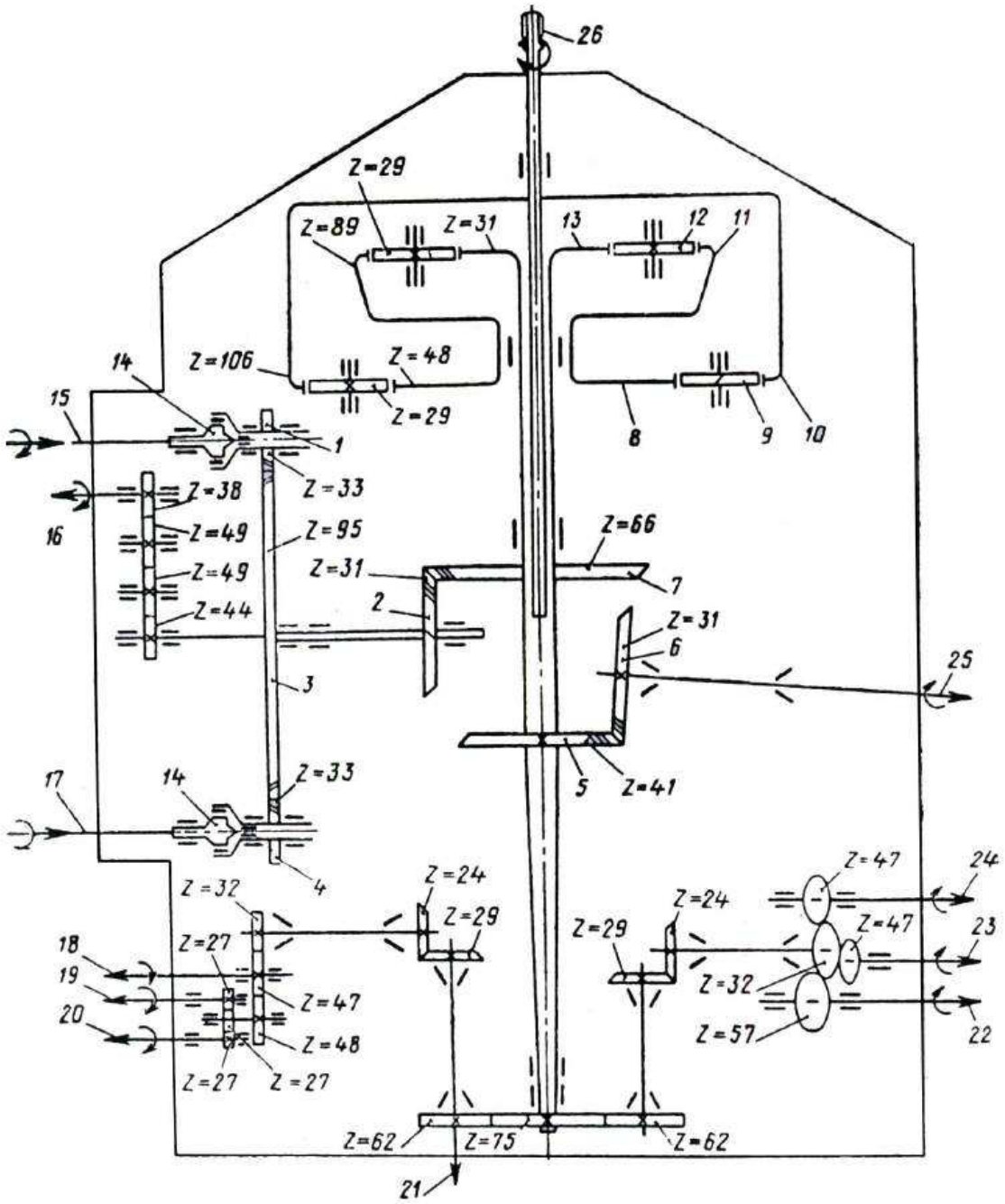


Рис. 11.20. Кінематична схема головного редуктора ВР-24:
1,3,4 – циліндричні шестірні з косими зубцями; 2, 5, 6, 7 – конічні шестірні із спіральними зубами; 8, 9, 10, 11, 12, 13 – планетарна диференціальна передача; 14 – обгінна муфта (муфта вільного ходу); 15, 17 – введення від двигунів (n = 15000 об/хв); 16 – привід до вентилятора (n = 6033 об/хв); 18 – привід до гідропомпи (n = 2436 об/хв); 19, 20 – привід до тахометра (n = 2384 об/хв); 21 – привід до мастилопомпи (n= 2960 об/хв); 22 – привід до повітряного компресора АК-50Т1 (n = 2008 об/хв); 23, 24 – привід до гідропомпи (n = 2436 об/хв); 25 – привід до коробки приводів і хвостового вала (n =3237 об/хв); 26 – вал несучого гвинта (n = 240 об/хв)

Хвостовий редуктор використовують для встановлення рульового гвинта. Редуктор закріплений на нервюрі дев'ятьма болтами кільової балки. Він має одну пару конічних зубчастих коліс, розташованих під кутом 90°, і механізм зміни кроку лопатей рульового гвинта.

Хвостовий вал трансмісії призначений для передачі крутильного моменту від головного редуктора через коробку приводів, проміжний і хвостовий редуктори до рульового гвинта. Хвостовий вал складається з передньої частини, що з'єднує головний редуктор з коробкою приводів; середньої частини (від коробки приводів до проміжного редуктора) і кінцевої частини, що з'єднує проміжний редуктор із хвостовим. Хвостовий вал розташовано на п'яти опорах, перша з яких встановлена у фюзеляжі, а інші кріплять до шпангоутів хвостової балки.

Гальмо несучого гвинта використовують для скорочення часу останову гвинта, а також для застопорення трансмісії на стоянці та проведенні монтажних і регламентних робіт. Гальмо встановлено на корпусі головного редуктора біля виходу до хвостового вала, а барабан гальма кріплять до фланця вала головного редуктора.

11.2.2.4. Конструкція головного редуктора вертольота Мі-6 Р-7

На рис. 11.21 показано подовжній розріз головного редуктора Р-7 по приводу вентилятора і приводу хвостового вала [4]. Корпус редуктора Р-7 є головним силовим елементом редуктора і при роботі сприймає і передає всі зусилля від несучого гвинта до фюзеляжу вертольота.

Для охолоджування мастила головний редуктор має зовнішню мастилосистему, що складається із ступеня мастилоагрегата МНР-23, що відкачує, трубопроводів, радіаторів.

11.2.2.5. Головний редуктор вертольота Мі-26 ВР-26

Розглянемо детальніше трансмісію вертольота Мі-26 – одного з порівняно нових вертольотів одногвинтової схеми [2]. На рис. 11.22 показано кінематичну схему ГР цього вертольота, який призначений для передачі на НГ потужності від двох ТГД, що дорівнює 22000 л.с.

Конструктивною особливістю ГР ВР-26 є велике передаточне число в останньому ступені редукції. Вперше в практиці світового вертольотобудування як останній ступінь редукції було застосовано звичайну евольвентну зубчасту передачу з великим передавальним числом (і = 8,76). Редуктор має модульну конструкцію. Окремі його модулі: кульова опора двигунів, пластинчасті компенсуючі муфти вільного ходу, передні та задні конічні редуктори, привід СГ, верхній редуктор (два останні ступені редукції основного кінематичного ланцюга), мастиловідстійник і мастилоагрегат виконані у вигляді самостійних вузлів у власних корпусах. Вони з'єднані між собою фланцями і шліцьовими валами. Модульна конструкції стосовно редуктора таких розмірів спрощує виготовлення і доведення, зменшує масу.

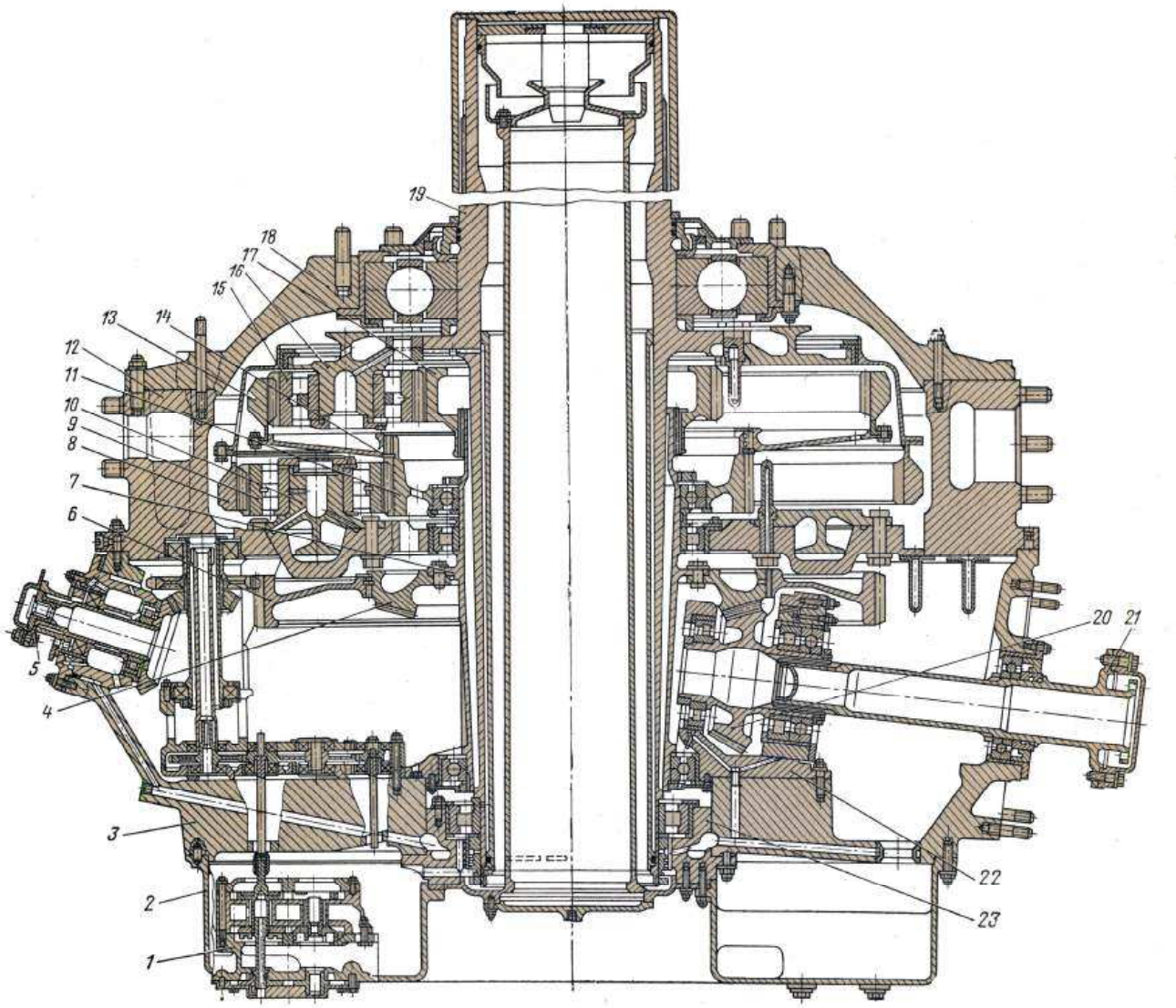


Рис. 11.21. Головний редуктор Р-7 (подовжній розріз):
1 – мастилоагрегат МНР-23; 2 – мастиловідстійник; 3 – нижній корпус; 4 – ведуче конічне колесо приводу хвостового вала; 5 – фланець; 6 – центральне зубчасте колесо другого ступеня; 7 – опорний вал; 8 – ведене зубчасте колесо з внутрішніми зубами; 9 – проміжне зубчасте колесо; 10 – водило; 11 – ведуче зубчасте колесо перебору; 12 – середній корпус; 13 – зубчастий вінець із внутрішніми зубами планетарного ряду; 14 – проміжний обід; 15 – сателіт; 16 – водило планетарного ряду; 17 – ведуче зубчасте колесо планетарного ряду; 18 – верхній корпус; 19 – вал несучого гвинта; 20 – ведене зубчасте колесо хвостового вала; 21 – вал; 22 – корпус приводу хвостового вала; 23 – нижня опора

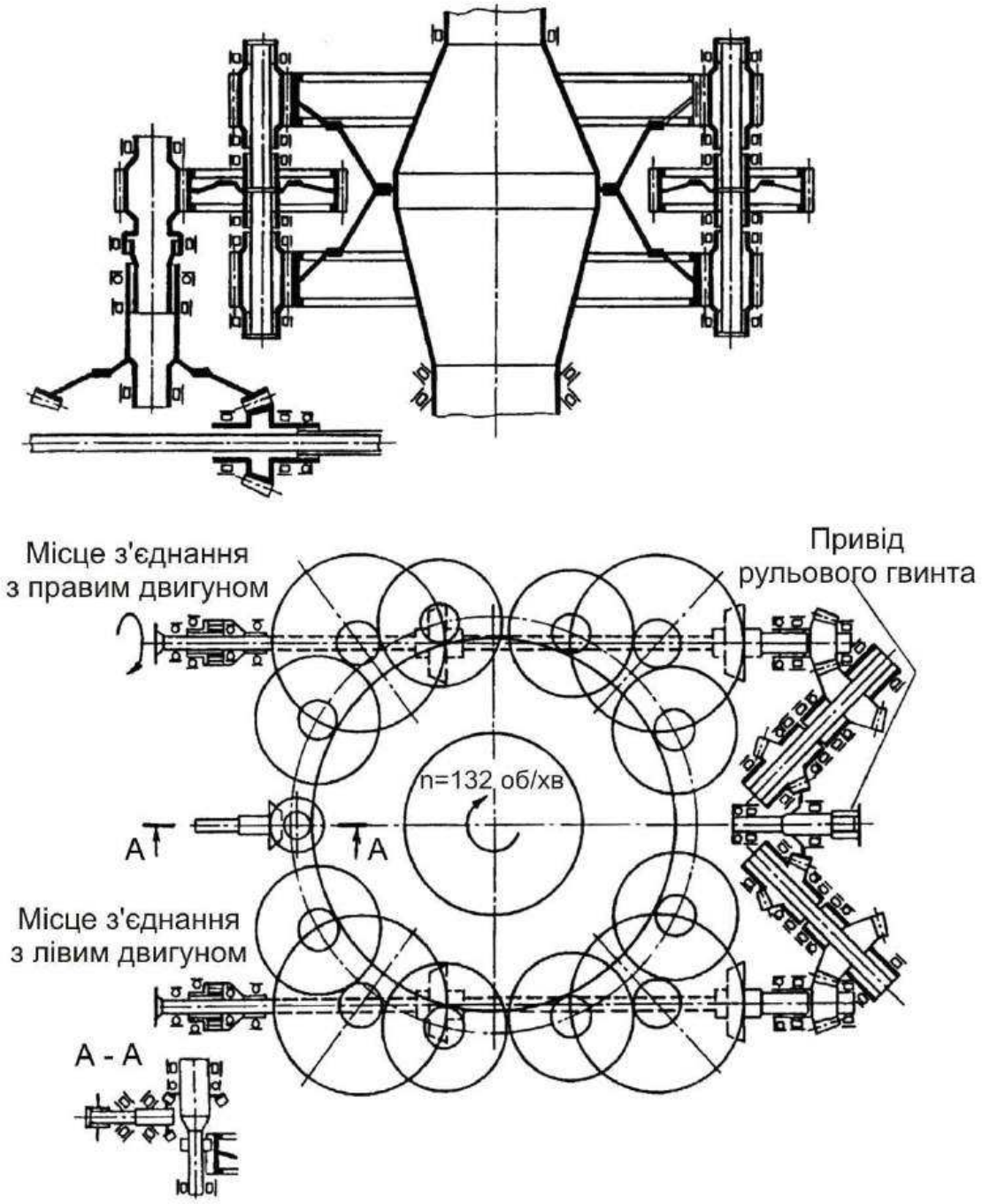


Рис. 11.22. Кінематична схема головного редуктора вертольота Мі-26

Верхній редуктор складається з корпусу, в якому на двох підшипникових опорах змонтовано вал НГ. Безпосередньо на цьому валу за допомогою двох маточин закріплені два ведених косозубих зубчастих колеса, з кожним з яких знаходяться в зачепленні вісім ведучих коліс. Зубчасті колеса верхнього і нижнього рядів мають протилежні напрями нахилу зубів. Кожне ведуче колесо змонтовано на двох роликових підшипниках, що не мають упорних буртів на внутрішніх кільцях. Осьові зусилля, що виникають на ведучих колесах останнього ступеня, мають протилежний напрям і сприймаються трубчастими стягуваннями. У

результаті виходить різновид шевронної зубчастої передачі, кожна половина ведучого колеса якого змонтована в своїх підшипниках. Можливість вільного осьового переміщення груп зубчастих коліс, що складаються з двох ведучих коліс останнього ступеня і веденого колеса другого ступеня, дозволяє здійснити рівномірний розподіл потужності між верхнім і нижнім ведучими колесами останнього ступеня. Вал НГ у своїй нижній частині виконаний тонкостінним бочкоподібним, що дає можливість надати йому необхідну міцність і жорсткість при мінімальній масі.

Корпус верхнього редуктора сприймає всі навантаження, що йдуть від НГ, зокрема крутильний момент, і передає їх на фюзеляж вертольота через восьмистрижневу раму підредуктора (рис. 11.23). У середній частині корпус має пояс кріплення з шістьма фланцями, до яких кріпляться фланці рами.

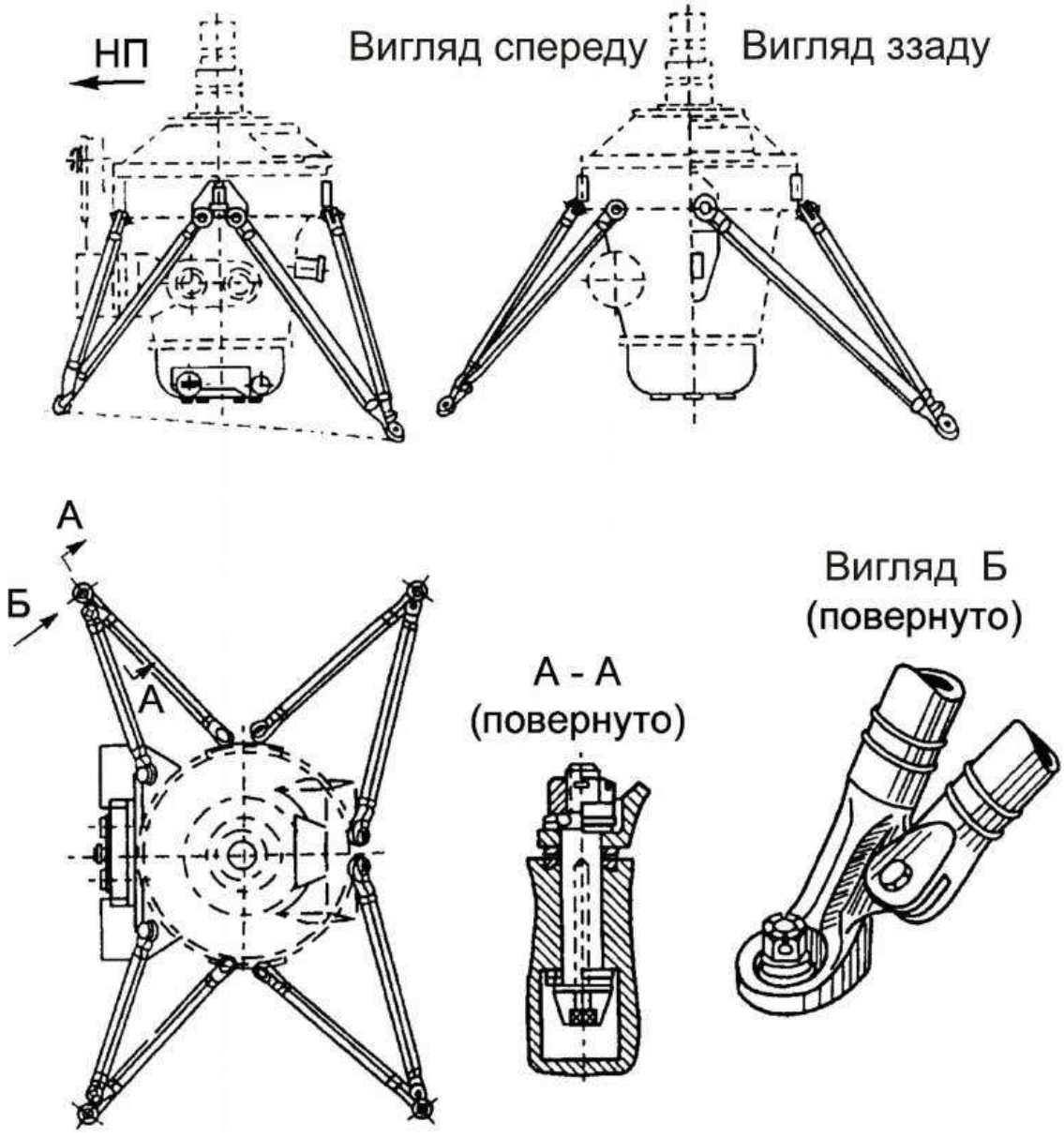


Рис. 11.23. Кріплення редуктора на вертольоті

11.2.3. Проміжний і хвостовий редуктори вертольота. Вузли ущільнювачів і змазування

11.2.3.1. Проміжний і хвостовий редуктори

Проміжні редуктори (рис. 11.24) служать для зміни напряму осі обертання трансмісійних валів [2] відповідно до конструкції хвостової балки (наприклад, у вертольотах Мі-1 і Мі-2 сумарний кут між осями $\Sigma=150°$). Передавальне відношення редукторів дорівнює одиниці.

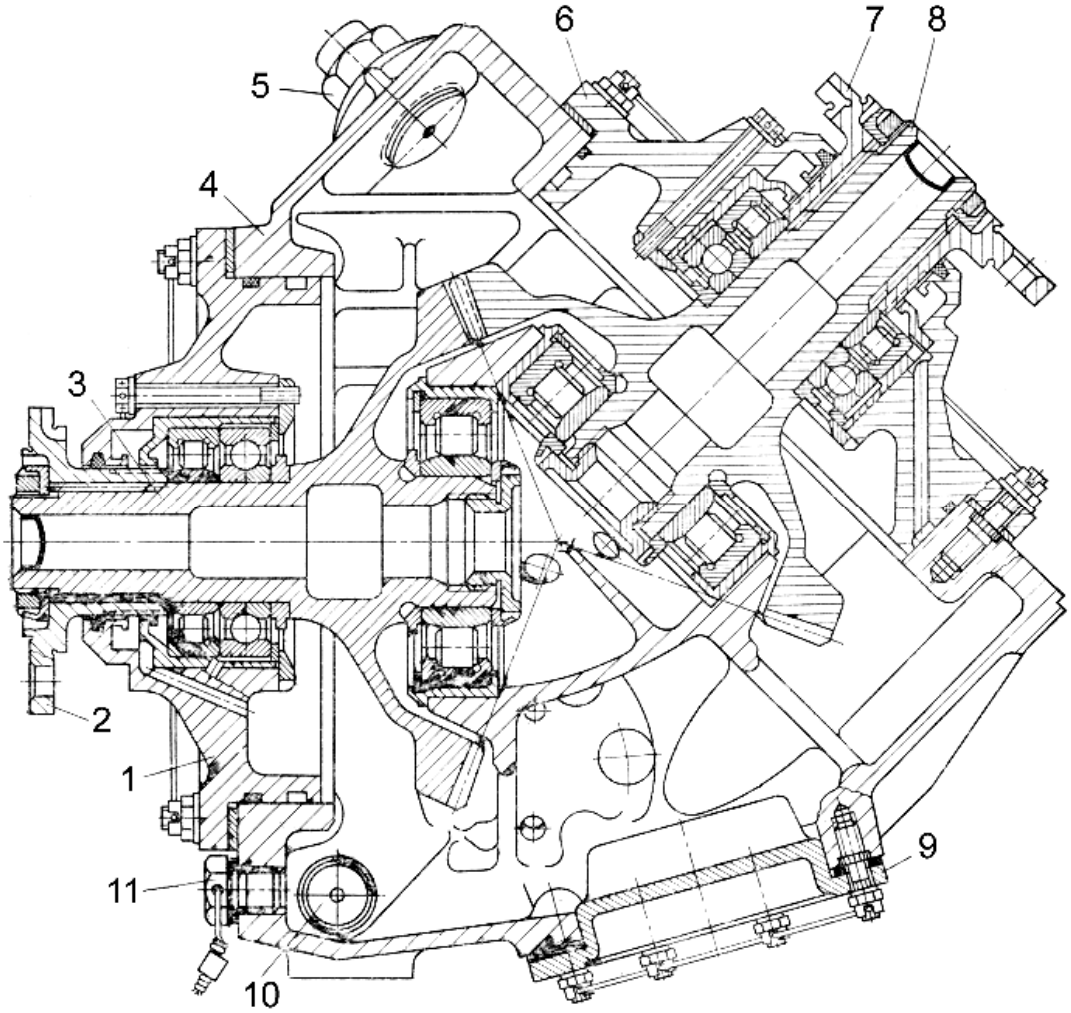


Рис. 11.24. Проміжний редуктор вертольота Мі-8:
1 – стакан ведучого зубчастого колеса; 2 – шліцьовий фланець; 3 – ведуче зубчасте колесо; 4 – картер; 5 – суфляр; 6 – стакан веденого зубчастого колеса; 7 – шліцьовий фланець; 8 – ведене зубчасте колесо; 9 – оглядовий люк; 10 – магнітна проба; 11 – заглушка (місце встановлення термодатчика температури мастила)

Редуктори рульового гвинта (РГ) (хвостові редуктори) служать для передачі потужності на рульовий гвинт, пониження частоти обертання і зміни осі обертання на 90° (рис. 11.25). У цьому редукторі розміщують також механізм керування загальним кроком РГ, що складається з ланцюгової та гвинтової передач.

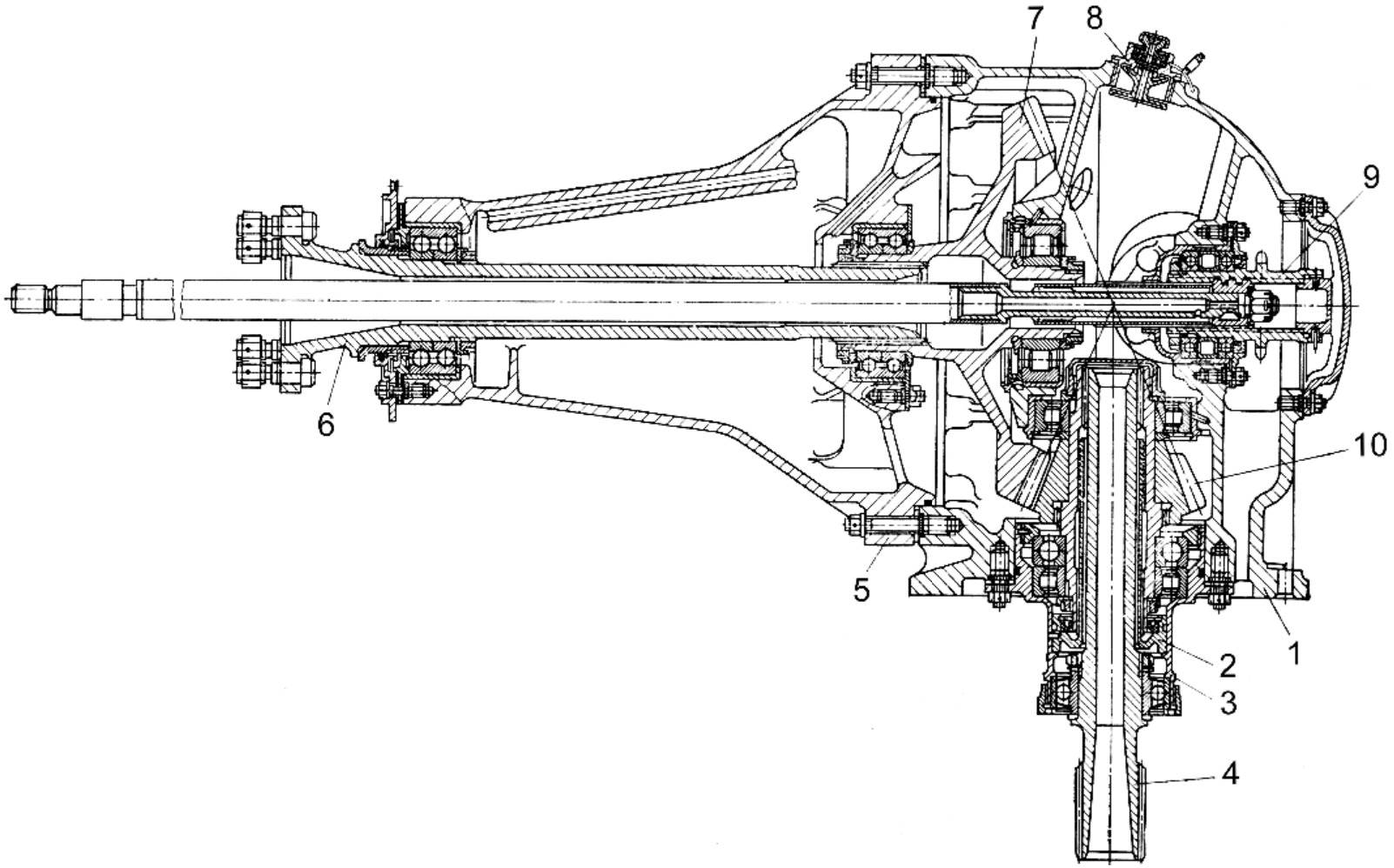


Рис. 11.25. Редуктор рульового гвинта вертольота Мі-8:
1 – картер; 2 – ущільнювальна гільза; 3 – стакан підшипників ведучого зубчастого колеса;
4 – ведучий вал; 5 – кришка картера; 6 – ведений вал; 7 –ведене зубчасте колесо; 8 – суфляр;
9 – механізм керування хвостовим гвинтом; 10 – ведуче зубчасте колесо

Головні параметри низки проміжних і хвостових редукторів одногвинтових вертольотів, розроблених у КБ М. Л. Міля, наведено в табл. 11.2.

Таблиця 11.2

Редуктори приводу рульового гвинта

Вертоліт	Передавана потужність, кВт	Частота обертання вихідних валів, об/хв		Передавальне відношення		Маса, кг	
		Проміжний редуктор	Хвостовий редуктор	Проміжний редуктор	Хвостовий редуктор	Проміжний редуктор	Хвостовий редуктор
Мі-1	31	2300	1348	1	1,7062	13,5	17,5
Мі-2	44	2460	1445	1	1,7067	12,4	17
Мі-4	86	2400	1040	1	2,3917	18,5	43
Мі-6	2096	2063	688	1,033	2,9069	108	271

Частоту обертання вала приводу від головного редуктора до редуктора РГ і величину редукції в його конічній парі вибирають протягом мінімізації маси елементів приводу РГ. Частоту обертання РГ визначають з аеродинамічних міркувань.

Силову схему картера РГ отримують при формуванні маси його редуктора і вала РГ. Як правило, вал РГ є ресорою, тобто вал, що передає тільки обертальний момент. У цьому випадку поперечні навантаження і тяга гвинта з втулки через підшипникові вузли передаються безпосередньо на корпус (картер) редуктора. Для легких вертольотів можна прийняти іншу силову схему, тоді параметри консольного вала РГ визначатимуться всіма навантаженнями, що діють на нього, – обертальним і вигинальним моментами і тягою РГ.

Як силові передачі проміжних і хвостових редукторів застосовують конічні зубчасті передачі з круговими і спіральними (редуктори Мі-2, Мі-6) зубами – як ортогональними, так і неортогональними. Як правило, ці зубчасті колеса виготовляють разом із валом (валом-шестірнею). Вали використовують порожнисті тонкостінні з полегшеними маточинами.

Параметри передачі [6] (ширину вінця, модуль) вибирають з урахуванням очікуваної величини деформації елементів конструкції. На вибір величини модуля передачі впливає також величина шару цементації, у свою чергу, залежна від припуску на шліфування. Ширина зубчастого вінця конічних ортогональних передач – $0,25\mathrm{Re} \le \mathrm{b} \le 0,3\mathrm{Re}$. У

зв'язку з особливостями зубонарізання допустимим є також обмеження $b \le 10m_{te}$.

Вигинисту міцність ведучого і веденого коліс при нарізанні зубів вирівнюють шляхом висотного і тангенціального зміщення інструменту.

Для непрямих зубів їх напрям слід вибирати так, щоб осьові сили виштовхували обидва колеса із зачеплення.

У проміжного і рульового редукторів, що передають невеликі потужності, мастило шестерень – барботажне, тобто одна з шестерень частково занурена в мастило та при обертанні змащує іншу шестірню у момент контакту зубів. Крім того, в картері утворюється мастильний туман, який, осідаючи на зубах і підшипниках, змащує їх. Барботажна мастильна система потребує наявності спеціальних карманів, свердлень, що уловлюють мастило, в картері і стаканах, по яких мастило подається з кишень до всіх підшипників картера.

Інакше (наприклад, у редукторах вертольота Мі-6) потрібна примусова подача мастила, струмінь якого прямує в місце контакту вступаючих у зачеплення зубів. У проміжних редукторах важких вертольотів змазування шестерень здійснюється в головному саме із примусовою подачею.

Внутрішні порожнини редукторів ущільнюють за допомогою лабіринтових пристроїв, відбійного (мастилозгинного) різьблення, манжет і спеціальних сальників [4].

Залежно від величини передаваної потужності на РГ мастило може охолоджуватися шляхом обдування оребреної зовнішньої поверхні картера його редуктора. Якщо таким чином не вдається здійснити теплопередачу від гарячого мастила атмосферному повітрю, то мастило охолоджують у спеціальному мастильно-повітряному радіаторі або обдуванням картера редуктора вентилятором.

Картери ПР і редукторів РГ зазвичай виготовляють із алюмінієвих і магнієвих ливарних сплавів.

У редукторах передбачено вимірювання рівня мастила за допомогою мастиломірних лінійок, контроль температури і суфлірування порожнини редуктора.

Розрахунки конічних передач можна знайти в спеціальній літературі, наприклад, у роботі [8].

11.2.3.2. Пристрої ущільнювачів

Вхідні та вихідні вали агрегатів вертолітних трансмісій забезпечують ущільненнями підшипникових вузлів [2]. Найчастіше використовують ущільнення манжетів, ущільнення пружними металевими кільцями, торцеві герметизатори, лабіринтові двоступінчаті ущільнення з мастилозгинним

різьбленням. Крім того, щоб уникнути витоків мастила з редукторів, велике значення надають ущільненню стиків.

Оскільки колові швидкості ущільнюваних валів вертолітних трансмісій змінюються від 100 м/с і більше (на вхідних валах) до 2.3 м/с (на валах НВ), можливим є застосування всіх відомих типів контактних і безконтактних ущільнень.

Вживані типи ущільнень, не маючи принципових відмінностей від таких же ущільнень, що використовують у різних транспортних машинах, мають менші габаритні розміри і ретельніше контролюються при виготовленні й випробуванні.

Контактні ущільнення

Ущільнення манжетів застосовують при коловій швидкості вала 10...15 м/с. Залежно від умов експлуатації і гатунку мастильного матеріалу їх виготовляють із гуми та полімерних матеріалів різних марок. Ущільнення можуть бути армованими і неармованими.

Ущільнення складається з манжети та браслетної пружини, що створює певний натяг між валом і робочою поверхнею манжети (зазвичай попередній натяг створюється залежно від різниці діаметрів вала і отвору в манжеті і від дії пружини).

Величина натягу істотно впливає на якість ущільнення, величину нагріву і ступінь зносу контактуючих поверхонь. Вона одночасно служить чинником невизначеності якості збирання ущільнення і розкиду ущільнюючих властивостей манжети.

Гумові ущільнення манжетів, що використовують при колових швидкостях до 15 м/с, потребують шорсткості поверхні вала $R_a \le 0{,}63$.

Лабіринтові ущільнення з мастилозгинним різьбленням [6] працюють задовільно в тому випадку, якщо є нормальний злив із міжлабіринтових порожнин і самі ці порожнини мають певний об'єм. У деяких випадках для поліпшення зливу мастила у верхній частині порожнини роблять спеціальний суфліруючий отвір. І злив, і суфліруючий отвір мають бути спрямовані в зони, захищені від струменів мастила, піни тощо.

Ущільнення пружними металевими кільцями [9] застосовують щодо великих колових швидкостей (до 80...100 м/с). Ущільнення складається з одного або декількох пружинних розрізних кілець, виготовлених із спеціальних марок чавуну або бронзи, які розміщаються в канавках вала і завдяки пружним силам стислого кільця контактують зовнішньою своєю поверхнею з поверхнею корпусу.

Ущільнення потребує ретельного оброблення своїх елементів і складної технології покриття кілець, канавок (свинцювання або хромування кілець, азотування канавок тощо).

Ущільнення з розрізними кільцями використовують, наприклад, на вхідних валах редуктора Р-7 при $\upsilon_{окр} \le 50$ м/с. Кільця виконані з

антифрикційного чавуну. Посадочні поверхні у сталевих деталей азотовані до твердості HRC 60 і шліфовані. Шорсткість поверхні $R_a \leq 0{,}63$. Кільця встановлюють так, щоб їх розрізи були зміщені на 120° один до одного. Особливу увагу слід звернути на зазор у місці розрізу при стискуванні кільця до діаметра відповідно до втулки. У процесі роботи цей зазор має забезпечувати вільне розширення кільця при нагріванні і в той же час бути мінімальним для запобігання витоку.

Стики ущільнюють за допомогою гумових кілець круглого перерізу або прокладок, що вирізають із пароніту і корпусів, що закладаються у фланцеві рознімання. Всі елементи ущільнення стиків гумовими кільцями нормалізовані, проте якісне ущільнення залежить від якості виконання елементів: точного дотримання допусків, шорсткості поверхонь, полірування заходних фасок у деталях корпусу.

Марки гуми і пароніту мають відповідати гатунку вживаного змащувального мастила (щоб уникнути зміни їхніх властивостей під впливом мастила).

Торцеві герметизатори здійснюють ущільнення обертальних деталей шайбою, що притискається торцевими поверхнями до ущільнюваної поверхні на корпусі або валу.

Ці ущільнення відрізняються такими позитивними якостями:

– великим терміном служби;

– малими втратами на тертя (у 5–10 разів меншими, ніж в ущільненнях манжетів);

– меншою, ніж у інших видів ущільнень, чутливістю до радіального, а за наявності сильфона і до торцевого биття вала;

– високою герметичністю;

– здатністю надійної роботи в будь-яких робочих середовищах при підвищених температурах у зоні контакту деталей ущільнювачів;

– здатністю тривалої роботи без змазування при відповідному підборі матеріалів ущільнення.

Ущільнення застосовують на колових швидкостях до 25...30 м/с.

Торцеві герметизатори – складніший і дорожчий вид ущільнень, ніж манжети, і їх використання має бути обґрунтованим.

Безконтактні ущільнення

У вертолітних трансмісіях використовують як статичні, так і динамічні безконтактні ущільнення.

Статичні безконтактні ущільнення (щілинні, лабіринтові) зменшують зазор між ущільнюваними деталями, таким чином перешкоджають великим витокам.

Динамічні безконтактні ущільнення (спіральні, імпелерні) також не усувають зазор повністю, але ущільнення в них відбувається шляхом "відкидання" рідини від зазору, на що витрачається певна енергія.

Оскільки проблема витоку мастила із внутрішніх об'ємів агрегатів вертолітних трансмісій досить значна через специфіку експлуатації вертольота і використання мастил дорогої вартості, перевагу віддають безконтактним ущільненням динамічного типу або комбінації їх з іншими типами ущільнень.

На рис. 11.26 та 11.27 показано приклади виконання вузлів ущільнювачів вертолітних трансмісій низки вертольотів. Для вибору ущільнень зручною є номограма, зображена на рис. 11.28.

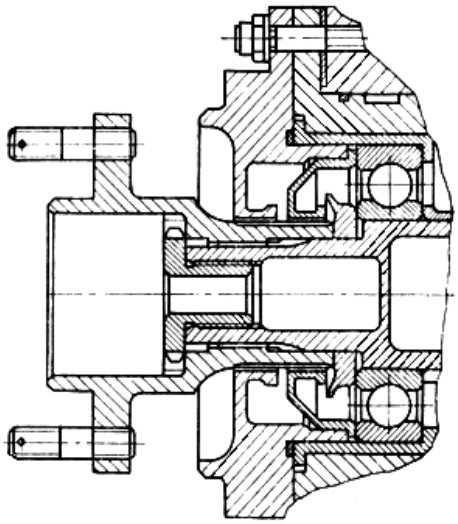


Рис. 11.26. Динамічне безконтактне ущільнення вала приводу вентилятора

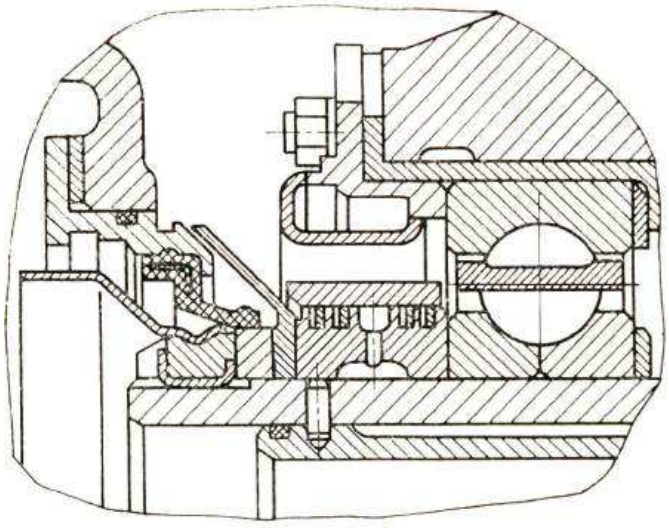


Рис. 11.27. Комбіноване ущільнення вала гвинта

11.2.3.3. Змазування елементів трансмісії

У вертолітних трансмісіях змащують деталі редукторів, а також муфти і додаткові опори трансмісійних валів.

Призначення системи змазування редуктора полягає в підведенні мастильного матеріалу до всіх деталей, що труться, – зубчатих коліс, підшипникових опор, шліцьових з'єднань. Мастильний матеріал у редукторах призначений для зменшення тертя і зношування поверхонь деталей редукторів, що труться, відведення від них тепла, запобігання корозії і надирів, а також для видалення продуктів зношування. До складу багатьох мастильних матеріалів входять антикорозійні добавки.

Система змазування редуктора має забезпечувати надійну роботу рухомих елементів на всіх режимах роботи двигунів і польоту вертольота в різних кліматичних умовах. Необхідно, щоб вона була герметичною, мала малі витрати і гідравлічні опори, була зручною в експлуатації.

Мастильну систему трансмісії зазвичай виконують автономною для кожного редуктора (головного, проміжного, РГ).

Система змазування головного редуктора

Найбільш поширені в головних редукторах вертольотів відкриті одноконтурні або двоконтурні циркуляційні замкнуті мастилосистеми [2, 4].

В одноконтурній замкнутій системі мастило циркулює по контуру "бак – редуктор – бак". У двоконтурних мастилосистемах по одному контуру подається мастило на змазування елементів редуктора за схемою "бак – редуктор", а по другому – йде охолоджування за схемою "бак – редуктор – бак". За двоконтурною схемою виконані мастилосистеми редукторів РВ-ЗФ, Р-7, ВР-8 та ін.

Розглянемо одноконтурну замкнуту систему. У редукторі Р-26 (рис. 11.29) мастило з піддона редуктора 1, що є одночасно баком системи, проходячи крізь фільтр-сигналізатор 19, надходить у мастильний насос 4, який подає мастило на змазування шестерень і підшипників редуктора.

Мастило під тиском подається на зуби ведучого і веденого конічних коліс 14, 15, блока шестерень 9, до двох верхніх підшипників 10 і 11, до голчастих підшипників блока шестерень, на роликопідшипник відомого зубчастого колеса 14 і до всіх підшипників ковзання, а також до роликів коробки приводів і провідної шестірні приводу датчика обертів. Решта деталей редуктора змащуються шляхом розбризкування мастила.

Гаряче мастило зливається в мастиловідстійник, корпус якого має ребра, що поліпшує теплообмін.

Мастило заливають у редуктор через суфляр 12, рівень його визначають мастиловимірювальною лінійкою 13. Зливають мастило через кран 18 і днище піддона редуктора.

Під час роботи нагрівання деталей редуктора і спінювання гарячого мастила призводять до підвищення тиску всередині картера і можливої течі в площинах рознімань картера. Збільшення тиску всередині картера редуктора погіршує і роботу мастильних насосів. Щоб уникнути цього,

внутрішні порожнини картерів вертолітних редукторів сполучаються з атмосферою через суфляри, що є литими або зварними патрубками. Всередині патрубки мають лабіринти, які випускають повітря з картера, але перешкоджають викиду в атмосферу крапель мастила.

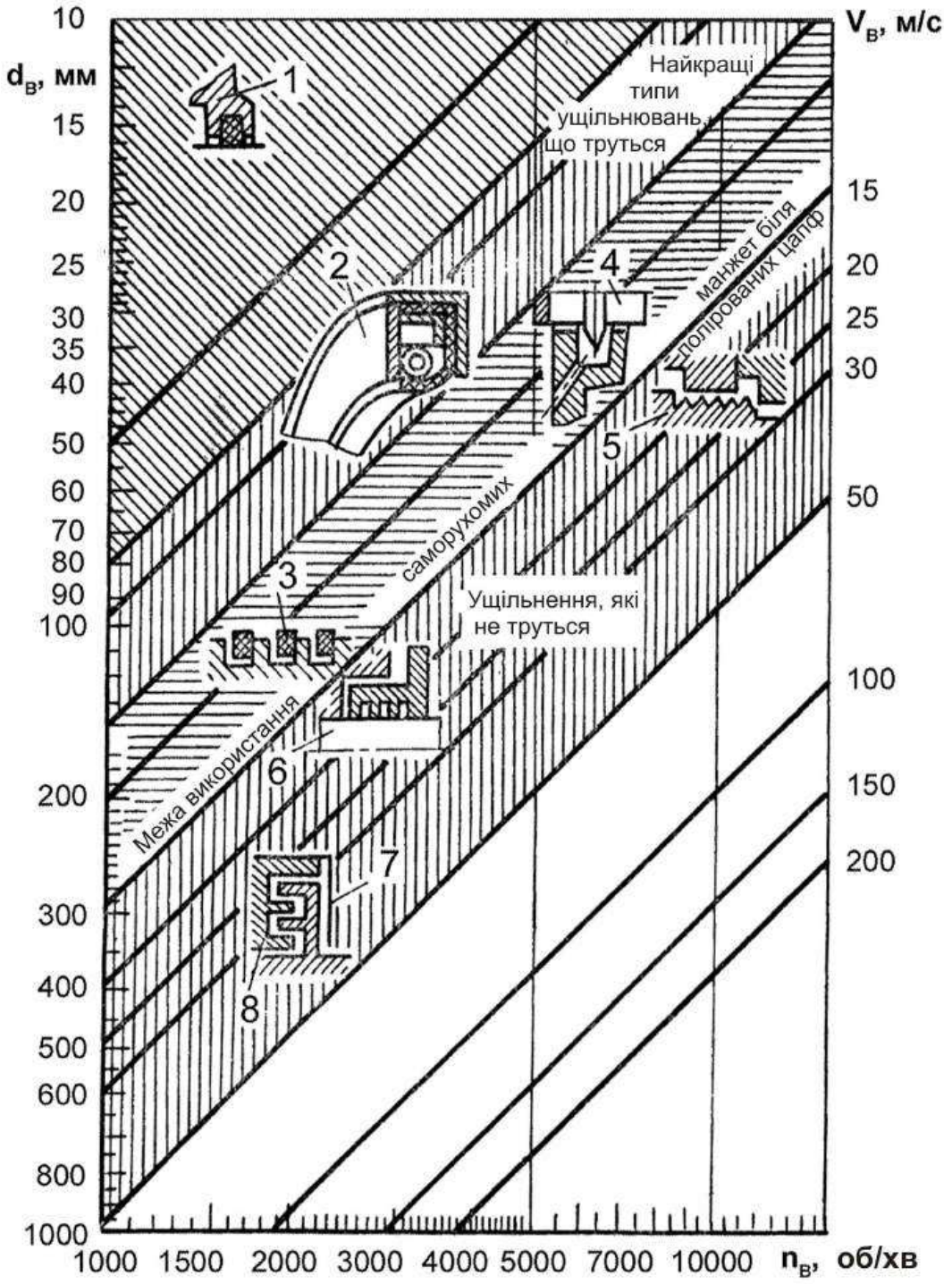


Рис. 11.28. Номограма для вибору ущільнень:

1 – фетрові ущільнення всіх типів, зокрема регульовані; 2 – самопідтискні ущільнення із шкіри і пластмаси; 3 – ущільнення за типом поршневих кілець; 4 – мастилоскидальні бухти; 5 – відбійне (мастилозгонне) різьблення; 6 – лабіринти і проточки; 7 – парасолька; 8 – радіальний лабіринт

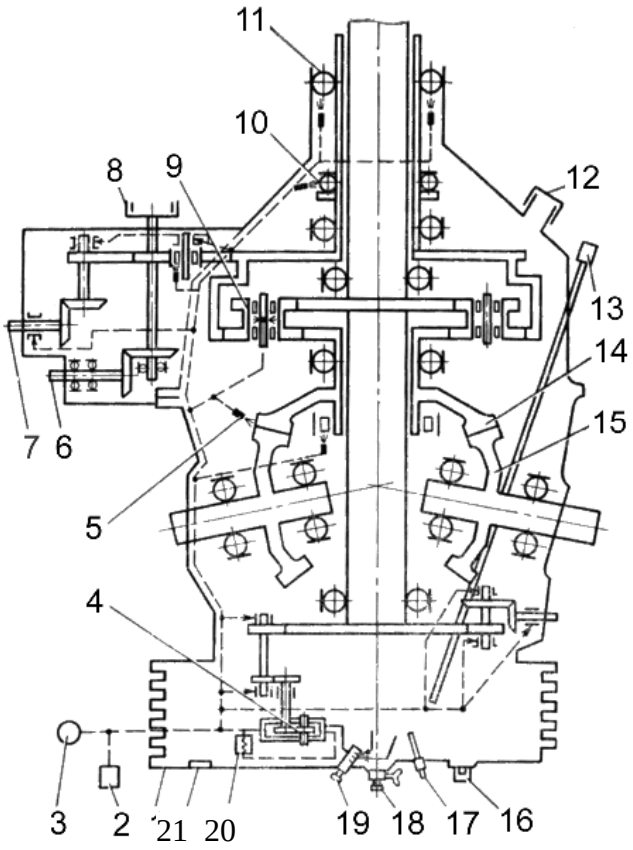


Рис. 11.29. Мастилосистема редуктора Р-26:
1 – піддон редуктора; 2 – датчик сигналізатора мінімального тиску;
3 – датчик покажчика тиску мастила; 4 – мастильний насос;
5 – форсунка; 6 – привід генератора; 7 – привід датчика обертів;
8 – гальмо; 9 – невеличкий блок; 10, 11 – підшипники; 12 – суфляр;
13 – мастиловимірювальна лінійка; 14 – відоме конічне колесо;
15 – ведуче конічне колесо; 16 – магнітна пробка; 17 – датчик покажчика температури; 18 – зливний кран; 19 – фільтр-сигналізатор;
20 – редукційний клапан; 21 – датчик сигналізатора максимальної температури

Роботу мастилосистеми контролюють за датчиком покажчика температури 17, датчиком сигналізатора максимальної температури 21, датчиком покажчика тиску 3 і датчиком сигналізатора мінімального тиску мастила 2. Для виявлення стружки в піддоні редуктора встановлені фільтр-сигналізатор і магнітний корок.

На рис. 11.30 зображено схему мастилосистеми головного редуктора ВР-8, на якій є всі елементи, властиві мастилосистемам редукторів вертольотів [4].

Ця мастилосистема має два контури: внутрішній контур подачі мастила в зачеплення і до підшипників (так звана система нагнітання) і зовнішній контур системи охолоджування. Мастиловідстійник розділений на два відсіки – гарячий, в який зливається мастило після проходження через редуктор та з якого насосом подається в радіатори, і холодний, куди

мастило подається після радіатора і звідки воно забирається насосом для подачі в систему нагнітання.

Подача мастила у всі місця, що потребують мастила і охолоджування, забезпечується шестеренними насосами із заданою продуктивністю і спеціальною розгалуженою системою каналів. Витікання мастила відбувається через таровані (за витратою) і точно орієнтовані в просторі форсунки або жиклери.

Зазвичай форсунка забезпечує мастилом декілька місць, наприклад, здійснює подачу мастила на широкий зубчастий вінець. У цьому випадку дотримується рівномірний крок між місцями подачі в зоні зачеплення. Жиклер є невеликою деталлю з розташованим за віссю отвором для подавання мастила. Діаметр отворів у форсунках або жиклерах може бути від 0,8 до 1,5 мм.

Подача мастила у високошвидкісних передачах здійснюється зазвичай на виході із зачеплення, в передачах з коловими швидкостями до 50 м/с – на вході в зачеплення.

Велике значення при організації змащування має в деяких випадках точний напрям струменя мастила, що подається, особливо при подачі мастила в зазор між сепаратором і кільцем підшипника або при значному віддаленні форсунки від місця, куди має бути подано мастило. У цих випадках при виготовленні форсунки ретельно контролюється напрям струменя.

При призначенні кількості і діаметра отворів, що здійснюють подачу мастила, користуються експериментальними даними про витрати залежно від тиску і температури для вибраного гатунку мастила і для жиклерів різного діаметра.

Форсунки, виконані у вигляді консольних порожнистих стрижнів, мають, як правило, змінний переріз, що збільшується до основи. Здійснюється це для збільшення частоти власних коливань форсунки і зменшення напруження в небезпечному перерізі. Оскільки редуктор є джерелом вібрацій широкого спектра, кожна подібна форсунка потребує перевірки частоти власних коливань з метою уникнення резонансу. Унаслідок високої віброактивності редукторів мастильні магістралі виконують у вигляді каналів, які свердлять у корпусних деталях.

У внутрішньому контурі після насоса мастило проходить крізь фільтр тонкого очищення. Перепускний клапан фільтра служить для перепуску мастила в систему нагнітання, минувши фільтроелементи, при засміченні фільтра або при підвищеній в'язкості мастила в разі запуску редуктора в умовах низьких температур.

Регульований редукційний клапан служить для підтримки постійного тиску, наприклад 350±50 кПа, в системі нагнітання на всіх режимах роботи

редуктора і у всьому діапазоні температур. Підтримка постійного тиску в системі дозволяє мати точні дані про витрату мастила через всі форсунки.

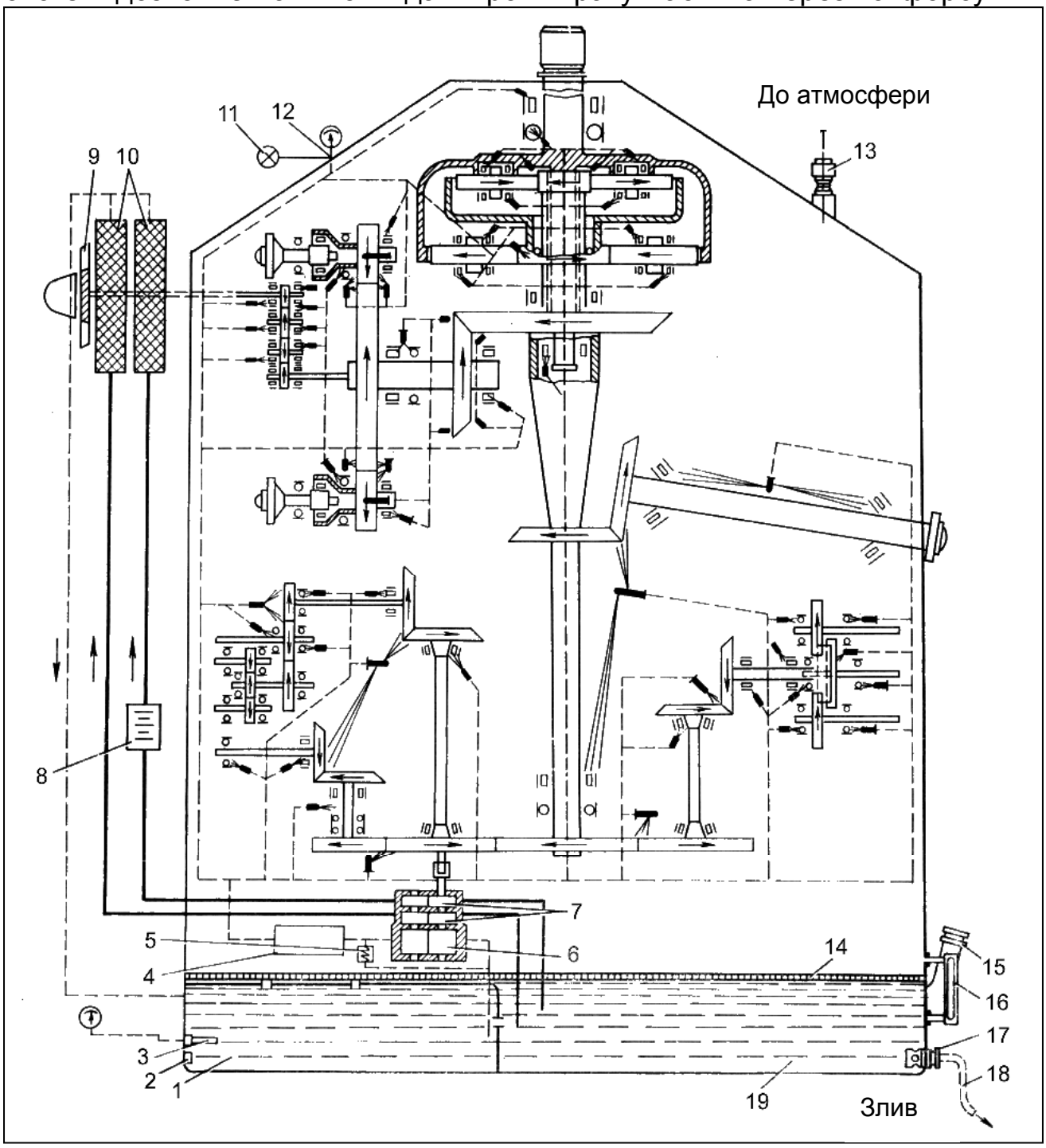


Рис. 11.30. Схема мастилосистеми головного редуктора ВР-8:
1 – відсік охолодженого мастила; 2 – датчик сигналізатора максимальної температури; 3 – датчик покажчика температури; 4 – фільтр тонкого очищення; 5 – редукційний клапан; 6 – нагнітаючий мастилонасос; 7 – мастилонасоси, що відкачують; 8 – фільтр-сигналізатор; 9 – вентилятор; 10 – повітряно-мастильні радіатори; 11 – датчик мінімального тиску; 12 – датчик покажчика тиску; 13 – суфляр; 14 – сітка; 15 – горловина; 16 – мастиловимірювальне скло; 17 – магнітна пробка; 18 – шланг; 19 – піддон

Заправлення редуктора мастилом здійснюють крізь заливну горловину, легкознімальну кришку, що має і фільтр. Кількість мастила, що заправляється, контролюють за мастиломірним склом, на якому вказані мінімальний і максимальний рівні мастила.

Перед забірником системи нагнітання встановлено датчик, який контролює температуру мастила в цій системі. Тиск мастила в системі нагнітання контролюється датчиком тиску, встановленим в якій-небудь віддаленій від насоса точці системи нагнітання, що дозволяє виміряти тиск у системі з урахуванням гідравлічних втрат.

Мастилосистеми редукторів вертольотів зроблені таким чином, що рівень забору мастила, що йде до радіаторів, розташовується вище за рівень забору мастила, що йде у внутрішній контур. При виході з ладу зовнішнього контура в редукторі залишається достатня для аварійної роботи кількість мастила.

До конструктивних особливостей систем змащування головних редукторів також може бути віднесено дублювання подачі мастила до найбільш відповідальних вузлів і деталей. Так, наприклад, мастило подається до кожного силового підшипника не менше чим у двох місцях. У деяких редукторах продубльовані насоси систем нагнітання і охолоджування, при цьому і привід їх здійснюється роздільно.

Визначення потрібного прокачування мастила. При роботі головного редуктора приймають, що вся потужність, яка витрачається на тертя в зубчастих колесах і підшипниках, переходить у тепло і що все тепло, що утворюється, при цьому відводиться мастилом. Виходячи з цього положення потрібне прокачування мастила крізь редуктор можна визначити за формулою

$$W_p = \frac{Q_p}{\Delta t \cdot C_м \cdot \rho},$$

де Q_p – тепловіддача до мастила; Δt – перепад температур мастила на вході в редуктор і виході з редуктора; $C_м$ – теплоємність мастила; ρ – щільність мастила.

Кількість тепла, яке виділяється в редукторі, визначають за формулою

$$Q_p = N(1-\eta_p),$$

де N – потужність, що передається редуктором; η_p – механічний коефіцієнт корисної дії передач.

Для зменшення прокачування бажано мати якомога більший перепад температур Δt за рахунок зниження температури на вході і підвищення її на виході з редуктора.

Проте низьку температуру на вході забезпечувати небажано через підвищення в'язкості мастила, а високу – не можна допускати через

перегрів зубчатих коліс і підшипників, розкладання мастила і зниження його змащувальних властивостей.

Для забезпечення нормальних умов на сталих режимах роботи редуктора температуру мастила підтримують на виході не вище 120°С, а на вході – у межах 60...80°С. При цьому перепад температур мастила Δt становить зазвичай близько 40°С. У цих умовах для вживаних авіаційних мастил $C_м$=2,1 Дж/(кг•С) і ρ=890 кг/м^3.

Загальна величина прокачування мастила W_p складається з витрат, що забезпечують надійну роботу кожного зубчастого колеса і підшипника. Величину потрібного прокачування для кожного колеса і підшипника встановлюють зазвичай шляхом використання статистичних даних.

У редукторах вертольотів температура мастила, що подається в зачеплення, рідко перевищує 90...95°С. Слід зазначити, що зниження робочої температури мастила добре позначається на працездатності агрегату внаслідок зменшення теплових деформацій, що змінюють внутрішні зазори в підшипниках, і зачеплень, що порушують коректність.

Змащувальні та пускові властивості мастила головним чином залежать від його в'язкості.

У зв'язку з тим, що вертолітні редуктори є багатоступінчастими, в'язкість мастила добирають виходячи із середніх умов роботи швидкохідного та повільнохідного ступенів або ж з умов роботи найбільш відповідального ступеня. Для змазування головних вертолітних редукторів застосовують нафтові і синтетичні мастила з великою в'язкістю – 4.13•10^6 м^2/с при 100°С або приблизно 15.70•10^{-6} м^2/с при 50°С.

Деякі фізико-хімічні властивості змащувальних матеріалів для редукторів наведені в табл. 11.3.

Таблиця 11.3

Властивості змащувальних матеріалів

Фізико-хімічні властивості	Змащувальний матеріал		
	75%МС-20+ +25% МК-8	50%МС-20+ +50% МК-8	Синтетичне мастило Б-3В
Щільність при 20°С,кг/м^3	887...897	886...892	990...997
Кінематична в'язкість, м^2/с•10^{-6}, при 100°С	11...12,6	6,5...7,5	5,0
Температура спалаху, визначувана в закритому тиглі, °С, не нижче	165	155	235
Температура застигання, °С, не вище	-22	-30	-60

Змазування проміжних і хвостових редукторів

Систему змазування проміжних і хвостових редукторів трансмісії одногвинтових вертольотів залежно від передаваної потужності виконують або барботажною, або примусовою.

При барботажному змазуванні зубчасті колеса, частково занурені в мастило, у разі обертання створюють у картері мастильний туман, що забезпечує достатнє змазування зубів коліс і підшипників.

При примусовому змазуванні мастило до деталей редуктора, що труться, подається мастильним насосом, змонтованим у корпусі мастильного агрегату. Зазвичай в одному корпусі з насосом установлюють мастильні фільтри і запобіжний клапан. У разі виходу з ладу мастильного насосу передбачається дублююча, барботажна система змазування.

У відносно простих редукторах типу проміжного і хвостового редуктора вертольота Мі-8, де колові швидкості в зачепленні не перевищують 20 м/с, застосовують змащування розбризкуванням, або барботажне змащування. У цьому випадку рівень мастила в редукторі вибирають так, щоб одне з коліс було занурено в мастило на 15...20 мм. При обертанні коліс мастило розбризкується і потрапляє на зубчасті колеса, а також у спеціальні кишені для уловлювання бризок мастила. Кожну таку кишеню мають у своєму розпорядженні вище за підшипник. Тому зібране в ньому мастило самопливом надходить до розташованого під ним підшипника.

Мастило охолоджується внаслідок теплообміну між мастилом і стінками корпусу, який може мати спеціальні ребра охолоджування. Під час роботи вертольота ці редуктори обдуваються повітряним потоком від працюючих гвинтів.

Для поліпшення охолоджування мастила картери редукторів мають ребра як ззовні, так і всередині. Особливо це відноситься до проміжних редукторів, обдування яких зовнішнім потоком повітря утруднене. На важких вертольотах, де через редуктори передається велика потужність, проміжні редуктори охолоджуються повітрям, вентилятором, що подається, який встановлений на редукторі, як це виконано на вертольоті Мі-6. На цьому редукторі повітря для його охолоджування подається вентилятором через пристрій між стінкою редуктора і дефлектором. Колесо вентилятора, відлите з магнієвого сплаву, закріплено болтами на вивідному фланці відомої шестірні. Дифузор вентилятора також відлитий з магнієвого сплаву, він має випрямляючі лопатки і кріпиться на картері редуктора.

Для змазування проміжних редукторів зазвичай застосовують гіпоїдне мастило. У деяких редукторах в зимовий час використовують суміш гіпоїдного мастила (2/3 об'єму) з мастилом АМГ-10 (1/3 об'єму).

Як додаткові підшипники трансмісійних валів зазвичай встановлюють закриті підшипники, які заповнені пластичним (консистентним) мастильним складом, наприклад ЦИАТИМ-201-203-221.

11.3. ПРОЕКТУВАННЯ ТРАНСМІСІЙНОГО ВАЛА І ВАЛА НЕСУЧОГО ГВИНТА

11.3.1. Вали і ресори трансмісії

Вали і ресори, вживані в трансмісіях вертольотів, розрізняють за призначенням, передаваним крутильним моментом, частотою обертання, габаритними розмірами і конструктивного виконання. Різні й умови їх навантаження.

Умови роботи валів редукторів і, зокрема, вала несучого гвинта вертольота, а отже, їх розрахунок і конструювання відрізняються від роботи трансмісійних валів, які з'єднують двигун із головним редуктором, передають потужність до проміжного і хвостового редукторів.

Вали редукторів при роботі сприймають на себе дію обертальних і згинальних моментів, поперечних і осьових навантажень – від зусиль у зачепленнях, від аеродинамічних навантажень на несучі й хвостові гвинти вертольотів, а також від кутових і лінійних прискорень при еволюціях вертольотів [6]. Вали, які мають зубчасті колеса, одночасно працюють на кручення, розтягування або стискування, згин із знакозмінним навантаженням.

Крім валів, навантажених крутильними, згинальними, осьовими силами, в редукторах вертольотів застосовують так звані ресори, навантажені лише крутильним моментом. Під ресорами в даному випадку розуміють торсійні вали, які мають шліци по кінцях і центруються по цих шліцах. Ресори з'єднують між собою співвісно розташовані вали і призначені для компенсації помилок їх взаємного розташування.

Трансмісійні вали умовно розділяють на три групи [4]:

1) головні вали, що передають потужність від двигуна до редуктора;
2) вали, що передають потужність до рульового вала, і синхронізуючі вали;
3) вали для приводу допоміжних агрегатів силової установки вертольота (вентиляторів, приводів агрегатів електро-, мастило-, гідросистем і т.п.).

Головні вали, які зазвичай виконують без проміжних опор, складаються з двох опор і ресори (рис. 11.31). У муфтах цих валів при експлуатації вертольота до монтажного перекосу додається перекіс при деформації вузлів кріплення головного редуктора від зовнішніх навантажень (аеродинамічних сил несучих гвинтів, навантажень при еволюціях вертольота). Одна з муфт цих валів часто працює в зоні нагрітих частин двигуна, що необхідно враховувати при проектуванні муфт. Сполучення

головних валів з головним редуктором здійснюється муфтою вільного ходу (МВХ).

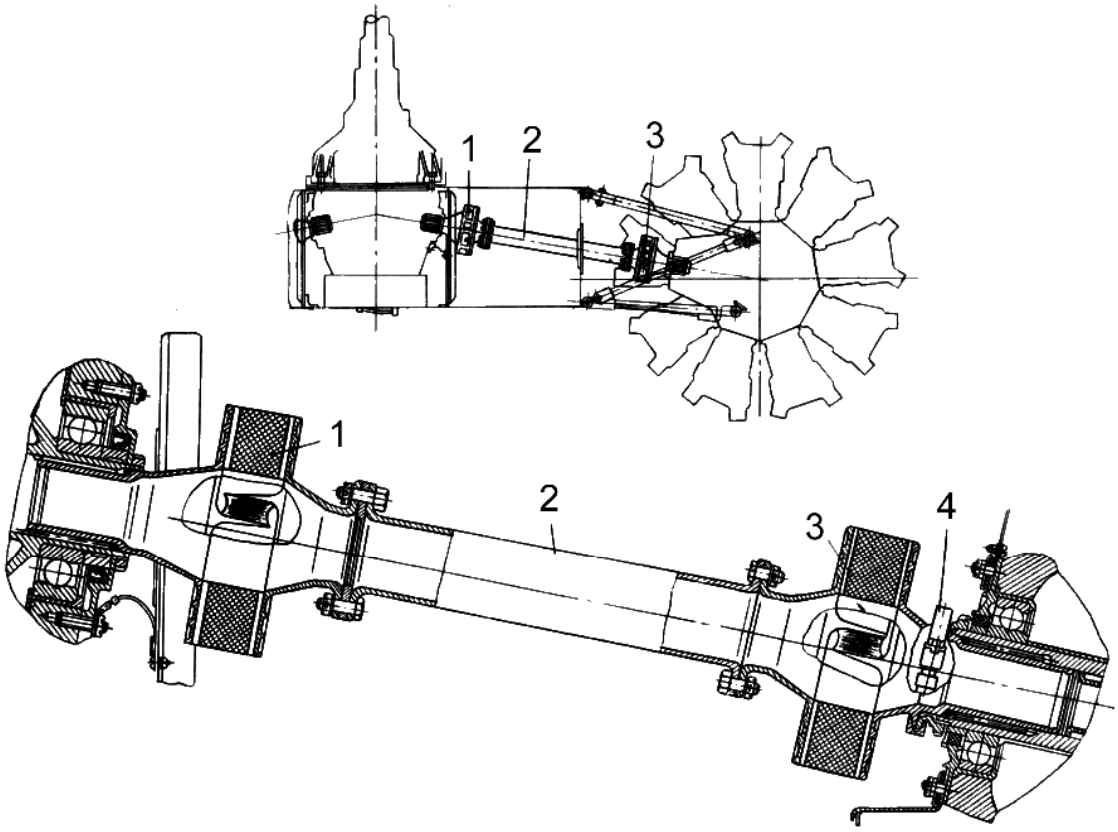


Рис. 11.31. Схема розташування і будова головних валів вертольота Ка-26:

1 – муфта головного редуктора; 2 – ресора; 3 – муфта двигуна; 4 – хомут кріплення муфти до вихідного вала двигуна

Трансмісійні вали рульового гвинта передають частину потужності двигунів і мають зазвичай декілька проміжних опор. Ділянки трансмісійного вала із проміжною опорою, шарнірною муфтою і ресорою показані на рис. 11.32, а, б.

Такі вали експлуатуються при значних переміщеннях вузлів кріплення проміжних опор порівняно з їх монтажним положенням.

Кількість опор сполучних муфт вибирають виходячи з максимально допустимого експлуатаційного перекосу для вибраного типу муфт. Знаючи величину і напрямок переміщень окремих ділянок вала при експлуатації, спеціально запроваджують монтажний перекіс у сполучних муфтах, протилежний за знаком перекосу, що виникає протягом експлуатації.

Вали приводу допоміжних агрегатів передають порівняно невеликі потужності і виконуються зазвичай без опор.

У загальному випадку на трансмісійні вали (ТВ) діють такі навантаження [4]:

- крутильне (постійне і змінне);
- згинне (постійне і змінне);

– стискальне (розтягальне);
– вібраційне;
– температурне.

Крутильне навантаження є основним. Воно визначає геометричні параметри валів. Постійна частина крутильного навантаження визначається передаваним моментом $M_{кр}$; змінне – крутильними коливаннями, що виникають від роботи двигунів, редукторів або несучих і рульових гвинтів вертольота.

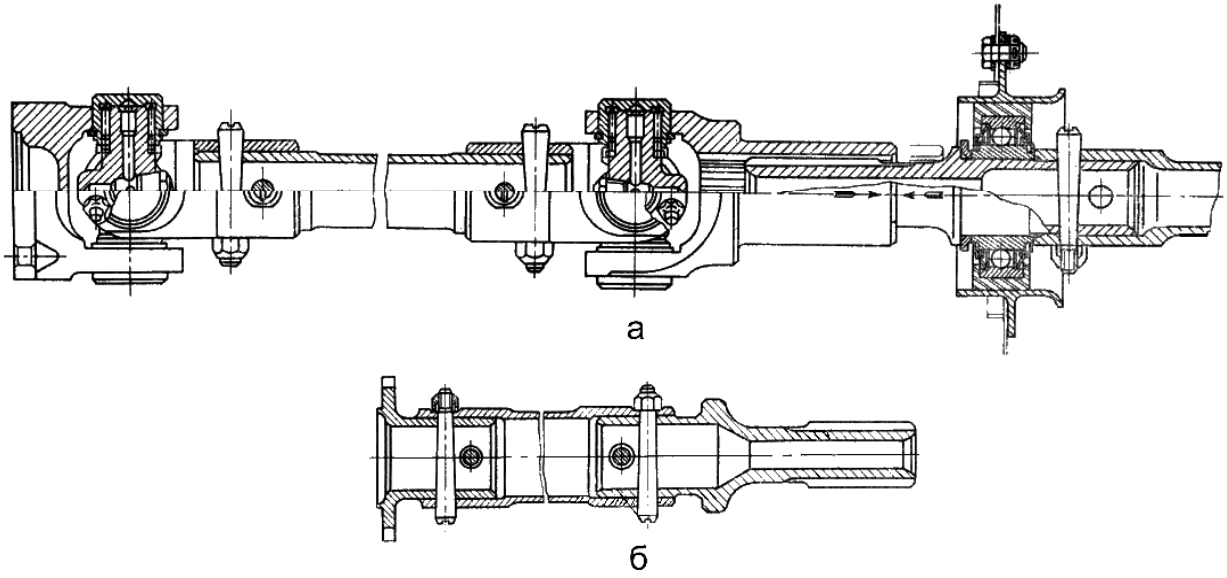


Рис. 11.32. Елементи хвостового вала:

а – передня шарнірна частина; б – кінцева частина

Згинальні напруження в ТВ виникають унаслідок роботи муфт із перекосом. Така робота сполучних муфт потребує витрат потужності на подолання сил тертя при переміщеннях окремих елементів муфти відносно один одного або на періодичну деформацію пружного елемента муфти. Одночасно з цим наявність певної згинальної жорсткості муфти призводить до виникнення вигинального моменту $M_{виг}$ у ТВ. Це знижує ресурс деталей валів, спричиняє вібрації в з'єднаних агрегатах трансмісії. Знизити величину можна зменшенням жорсткості муфт, експлуатаційного кута перекосу муфт, а також раціональним монтажем муфт.

Стискна (розтяжна) сила в ТВ виникає в процесі експлуатації при зміні монтажної відстані між з'єднаними агрегатами в умовах відсутності або непрацездатності вузла, компенсуючого зміни довжини вала.

Осьове зусилля при стискуванні вала в деяких випадках може досягти великих значень і призвести до втрати його стійкості.

Вібраційні навантаження спричиняють загальне зниження ресурсу елементів ТВ, зокрема руйнування підшипників проміжних опор, зношення шліцьових з'єднань і т.п.

Використання пружних муфт, застосування амортизаторів, пружних демпферів у проміжних опорах знижують негативну дію вібраційних навантажень.

Зміна температури елементів ТВ при експлуатації може стати причиною додаткових навантажень. Знання температурного поля в зоні роботи ТВ дозволяє прогнозувати температурні деформації муфт валів у цілому.

11.3.2. Вал несучого гвинта

Вал НГ навантажується силами і моментами від його втулки і крутильним моментом створюється на виході головного редуктора [2]. Довжину вала НГ визначають з компонувальних, аеродинамічних і експлуатаційних міркувань.

За умовами компонування вибирають мінімально допустиму висоту розміщення втулки НГ над фюзеляжем з урахуванням прогинання лопаті; аеродинаміка визначає перевищення заднього НГ над переднім вертольота подовжньої схеми; за умовами експлуатації – призначають безпечну висоту площини НГ при знаходженні обслуговуючого персоналу в зоні обертового гвинта.

Відстань між співвісними гвинтами при $\Delta y_г \approx 0,2R$ вибирають з умови забезпечення необхідного запасу за зближенням, при якому унеможливлюється зіткнення лопатей верхнього і нижнього гвинтів на всіх режимах польоту і при виконанні необхідних еволюцій.

Сили і моменти спричиняють в обертовому валу змінне напруження згину, обертання гвинта, що змінюються з частотою. Значення сил і моментів визначають з аеродинамічного розрахунку вертольота. На їх величину суттєво впливає центрування вертольота, зміна якого впливає на напрям сили тяги гвинта відносно осі вала НГ. При цьому змінюється і величина поперечної сили, що діє на вал.

Вал зазвичай має східчасту форму (рис. 11.33). Така форма пояснюється нерівномірністю розподілу навантаження за його довжиною та необхідністю протягом збирання переміщення деталей до посадочних місць без заїдань і пошкоджень інших ділянок.

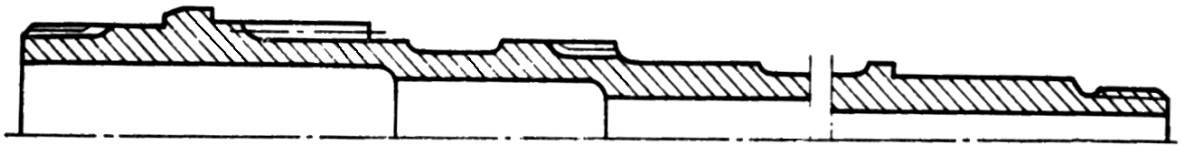


Рис. 11.33. Вихідний вал головного редуктора вертольота одногвинтової схеми

Для підвищення згинальної витривалості валів, крім вибору раціональної конфігурації (плавні переходи від одного діаметра до іншого,

великі радіуси скруглення), застосовують відповідні технологічні прийоми оброблення (див. в підрозд. 11.3.5).

Як правило, вал НГ виконують у вигляді однієї деталі, що сприймає всі сили, які діють на нього, і моменти. У деяких вертольотах (наприклад, на вертольоті UAH-84) [2] консольний вал є роздільним на два автономні елементи. Внутрішній вал (ресора) призначений для передачі крутильного моменту від редуктора на втулку НГ. Тяга і поперечні сили НГ сприймаються нерухомим щодо фюзеляжу зовнішнім консольним валом.

11.3.3. Розрахунок на міцність

Вали редукторів навантажені силами і моментами, що виникають при роботі передавальних механізмів. Крім вигинальних і крутильних моментів, що виникають при роботі передач, на вали редуктора НГ можуть діяти при еволюціях вертольота перевантаження, інерційні сили і гіроскопічні моменти, а від неврівноваженості вузла вала – інерційні сили і моменти.

Як приклад розглянемо схему силових дій, що навантажують проміжний вал двохступінчастого редуктора із прямозубими та косозубими циліндричними колесами, із опорами у вигляді радіально-упорних підшипників (рис. 11.34). Сили, що діють у зачепленні, створюють згинальні моменти в двох взаємно перпендикулярних площинах хоу та xoz. Сумарний згинальний момент у перерізах

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2},$$

де M_y і M_z – відповідно вигинальні моменти в горизонтальній і вертикальній площинах.

Крутильні моменти від сил F_{t1} і F_{t2} будуть відповідно дорівнювати

$$T_{k1} = 0{,}5 \cdot F_{t1} \cdot d_{w1};\ T_{k2} = 0{,}5 \cdot F_{t2} \cdot d_{w2}. \qquad (11.1)$$

Додаткові навантаження, що діють на вал, оцінюють такими залежностями:

$$F_i = m\rho\Omega_e^2;\ F_д = m\omega^2 e;\ M_п = k F_g l;$$
$$M_г = a J_p \omega\Omega_e;\ M_д = m e \omega^2 l. \qquad (11.2)$$

Тут F_i – інерційна сила, що виникає при еволюції вертольота і діє по радіусу кривизни в напрямі від центру; m – маса вузла вала; ρ – радіус кривизни траєкторії вертольота; Ω_e – кутова швидкість еволюції; $F_д$ – інерційна сила від неврівноваженості ротора; ω – кутова швидкість вала; e – ексцентриситет (зміщення центру мас ротора від осі вала); $M_п$ – вигинальний момент від перевантаження; k – коефіцієнт перевантаження (для вертольотів k=2); F_g – сила тяжіння вузла вала; l – плече сили; $M_г$ – гіроскопічний момент, що виникає при еволюції вертольота; a – коефіцієнт, що враховує вплив кута повороту несучого

гвинта на $M_г$ (a=2 – для вихідних валів із дволопатевим гвинтом; a=1 – для гвинтів із трьома і більше лопатями, а також для валів із масивними зубчастими колесами і дисками будь-яких передач літальних апаратів); $J_р$ – полярний момент інерції гвинта, колеса або диска; $M_д$ – інерційний момент від неврівноваженості ротора.

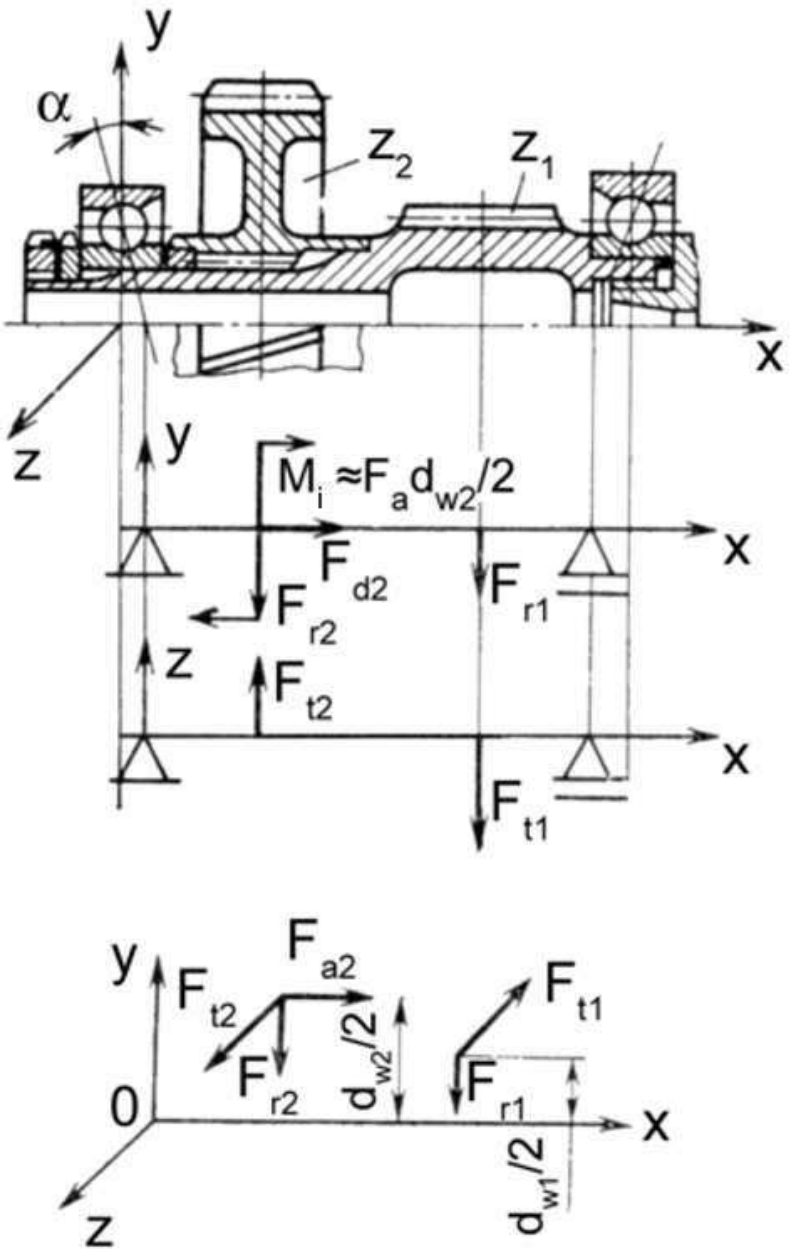


Рис. 11.34. Розрахункова схема вала

Для забезпечення працездатності валів необхідним є дотримання, насамперед, умов їх міцності і жорсткості. Якщо вал передає тільки крутильний момент $M_{кр}$, то його діаметр можна знайти за формулою

$$d = k_1 \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{\sigma_{-1}(1-c^4)}}, \qquad (11.3)$$

де σ_{-1} – межа витривалості зразка з матеріалу вала, випробуваного за умов чистого зсуву з обертанням; $c = d / d_0$ – відношення зовнішнього і внутрішнього діаметрів полого вала; k_1 – коефіцієнт, що враховує швидкість обертання вала.

Якщо на вал діють крутильні та згинальні моменти $M_{кр}$, то з умови міцності його діаметр визначають за формулою

$$d = \sqrt{\frac{M_{зг} + (\alpha \cdot M_{кр})^2}{0{,}1[\sigma]}}, \qquad (11.4)$$

де $[\sigma]$ – напруження матеріалу вала, що допускається при розтягуванні; α – коефіцієнт, що враховує рівномірність крутильного моменту.

Уточнений розрахунок валів проводять на втомну міцність [9]. Під дією циклічних і вібраційних навантажень, інерційних сил і моментів, короткочасних перевантажень у матеріалі валів і осей накопичуються незворотні мікропошкодження, що призводять до зародження в поверхневому шарі мікроскопічних тріщин. Їх розвиток призводить після певного числа циклів зміни навантажень до появи макротріщин критичного розміру і подальшого руйнування втомного характеру.

Для валів і осей при розрахунку на втомну міцність дотримуються таких допущень: вал замінюють балкою на шарнірних опорах; при розрахунку використовують статичні і втомні характеристики стандартних зразків матеріалу; розподілені навантаження замінюють зосередженими; впливом сили тяжіння валів (осей) і насаджених деталей нехтують; розрахунок ведуть з урахуванням конструктивних і технологічних чинників, що впливають на міцність і витривалість перерізу (користуючись коефіцієнтами впливу розмірів, форми, стану поверхні, зміцнюючими технологіями та ін.); враховують гіроскопічний ефект і перевантаження.

Розрахунок на втомну міцність доцільно проводити в такій послідовності:

1. Скласти розрахункову схему вала (осі) (див. рис. 11.34).
2. Визначити реакції опор, використовуючи рівняння рівноваги балки.
3. Розробити згинальні та крутильні епюри моментів.
4. Виявити перерізи, де передбачаються найменші запаси міцності, враховуючи величину навантажень згідно з епюрами і наявністю концентраторів напруження (галтелей, отворів, пазів, шліц, канавок, різьблення і т.п.).
5. Визначити амплітудні і середні значення напруження згину і скручення, використовуючи залежності, наведені в курсі опір матеріалів. При одночасній дії в розрахунковому перерізі згинального моменту і подовжньої сили N сумарне максимальне напруження

$$\sigma_{\Sigma max} = \sigma_a + \sigma_m = M_{зг} / W_{зг} + N / S, \qquad (11.5)$$

де для валів момент опору круглого перерізу згину

$$W_{зг} \approx 0{,}1d^3(1-c^4). \qquad (11.6)$$

Тут $c = d_0 / d$.

За наявності концентратів напруження, що зменшує площу перерізу вала, момент опору перерізу згину W_i обчислюють за такими формулами:

а) у разі суцільного вала, що має поперечні отвори діаметром d_0:

$$W_{зг} = \frac{\pi d^3}{32}(1-1{,}54 d_0 / d);\ W_p = \frac{\pi d^3}{16}(1-d_0/d); \qquad (11.7)$$

б) у разі ділянки вала з пазом шпони шириною b і глибиною t:

$$W_{зг} = \pi d^3/32 - bt(d-t)/2d;\ W_p = \pi d^3/16 - bt(d-t)/2d. \qquad (11.8)$$

6. Визначити коефіцієнти запасу міцності щодо згину n_σ і кручення n_τ, використовуючи залежності, наведені в роботі [9].
7. За спільною дією згину та скручення знайти спільний коефіцієнт запасу міцності і порівняти його з допустимою величиною

$$n = n_\sigma n_\tau / \sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2} \ge [n], \qquad (11.9)$$

де $[n]$ вибирають згідно з рекомендаціями [9] залежно від точності розрахунку і повноти перевірки міцності вала натурними випробуваннями.

Працездатність вала визначається з умови не лише міцності $\sigma \le [\sigma]$, але й жорсткості:

$$\varphi_{max} \le [\varphi],\ \psi_{max} \le [\psi] \ \text{ і } \ y_{max} \le [y]. \qquad (11.10)$$

Тут φ_{max}, ψ_{max} і y_{max} – відповідно максимальні кут закручування, кут повороту перерізу і прогинання вала.

Для перевірки жорсткості вала по куту закручування можна скористатися формулою

$$d = k\sqrt{\frac{N}{n[\varphi]}}, \qquad (11.11)$$

де k – коефіцієнт, що враховує нерівномірність всіх навантажень на вал; N – передавана потужність; n – частота обертання; $[\varphi]$ – допустимий кут закручування.

11.3.4. Конструкція і розрахунок ресор трансмісійних валів

Ресори вертолітних трансмісій є трубчастими валами [4]. Маса трансмісійних валів на 60...70% визначається масою ресори. На вибір оптимального співвідношення зовнішнього діаметра ресори і товщини її стінки, крім маси, впливає і конструкція самого трансмісійного вала, особливо конструкція стикувальних вузлів ресори з муфтами, розташування і конструкція проміжних опор.

Оскільки більшість експлуатаційних руйнувань ресор є втомними, то на їх опір втомі звертають особливу увагу при виборі допустимих напружень скручення і згину.

Найбільш відповідальні місця ресори – її стикувальні вузли. Набули поширення два типи з'єднання стикувальних вузлів ресори з муфтами – фланцеве (болтове) і шліцьове. Переріз вала вибирають, ураховуючи втрату стійкості, яка може відбутися за руйнуючим крутильним моментом [1, 2].

Для трансмісійних валів одногвинтових вертольотів, судячи за результатами багаторазових льотних випробувань з виконанням розвороту біля землі, момент $M_{кр}$ не зростав більш ніж в 2,2 – 2,6 раза порівняно з моментом на режимі висіння.

Для вертольотів одногвинтової схеми момент, що передається хвостовою трансмісією на рульовий гвинт:

$$M_{кр.розр} = \frac{N_{р.в}}{n_в} \cdot n_e \cdot f \,, \qquad (11.12)$$

де $N_{р.в}$ – максимальна потужність, що передається на рульовий гвинт; $n_в$ – частота обертання вала, $с^{-1}$; f – коефіцієнт безпеки f=1,5; n_e – експлуатаційне перевантаження за крутильним моментом.

Щоб мати мінімальну масу труби вала, дуже важливо відшукати оптимальну величину $\bar{d} = d/\delta$, де d і δ – діаметр і товщина труби відповідно. Цій вимозі задовольняє товщина труби δ, визначена за формулою

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{2(M_{кр})_{розр}}{\pi \bar{d}^2 \tau_{доп}}} \qquad (11.13)$$

Величину допустимих значень напруження скручування $\tau_{доп}$ для труб з дюралюмінію розраховують за виразом

$$\tau_{доп} = 26,4 - \frac{0,06 \cdot \ell}{d} - 0,035(\bar{d})^2 \,, \qquad (11.14)$$

де ℓ – відстань між опорами вала.

Для ресор трансмісійних валів вертольотів важливим розрахунком є визначення критичної частоти обертання.

При розрахунках знаходять частоту власних згинальних коливань вала і порівнюють її з частотою збурювальної сили. Збіг указаних частот або їх кратність означає наявність резонансних явищ, небажаних або навіть неприпустимих у процесі експлуатації вала.

Визначення частоти власних коливань зводиться до рішення диференціальних рівнянь і знаходження нескінченного ряду власних частот. Практичне значення має перша критична частота обертання – перша частота власних коливань [2].

На величину критичної частоти обертання, крім жорсткості ресори, впливають пружність опор та їх конструкція, наявність осьових (подовжніх) сил, що діють на вал у процесі експлуатації, і низка інших чинників.

У процесі конструювання залежно від розрахункової схеми закріплення вала на опорах установлюють низку його критичних швидкостей, потім при розрахунку всієї трансмісії вертольота на крутильні коливання визначають вірогідність виникнення резонансних явищ.

Як правило, величина першої критичної частоти обертання перевищує максимальну експлуатаційну частоту обертання вала мінімум в 1,5 – 2 рази.

При обертанні вала постійного поперечного перерізу, встановленого на двох опорах, форми його пружної лінії дуже різноманітні [2]. Кожній формі пружної лінії вала відповідає своє значення критичної кутової швидкості $\omega_{кр}$. Найменше значення $\omega_{кр}$ виходить при першій формі пружної лінії вала. Решта критичних швидкостей більше першої в k^2 раз, де k – число напівхвиль пружної лінії, що розміщуються між опорами вала.

Критичні кутові швидкості при різних формах пружних ліній, які може набувати обертовий вал, знаходять за формулами

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{c}{m}};\ c = \frac{k_1 \cdot E \cdot I}{\ell^3}, \qquad (11.15)$$

де m – маса вала; c – жорсткість вала, залежна від його розміру, місця прикладення навантаження, умови розміщення вала на опорах і матеріалу вала; k_1 – коефіцієнт, що визначає вплив опор вала, місце прикладення та природу навантаження; E – модуль подовжньої пружності; I – момент інерції поперечного перерізу вала; ℓ – відстань між опорами вала (це є довжина ділянки вала, що дорівнює напівхвилі пружної лінії з жорсткістю c). Так, для другої форми пружної лінії слід підставити 1/2, для третьої – 1/3 і т.п.

Для першої форми пружної лінії полого вала з внутрішнім діаметром d критична частота обертання

$$\omega_{кр} = 2{,}47 \frac{D}{\ell^2} \sqrt{\frac{E}{d}\left[1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]}. \qquad (11.16)$$

Запас щодо критичної частоти обертання відповідно до норм льотної придатності вертольотів має складати не менш ніж 1.2.

Вали великої довжини доцільно мати <u>високообертальними для зменшення передаваного крутильного моменту</u> ($M_{кр} \approx N_{р.в} / n$).

Якщо робоча кутова швидкість обертання вала менше першої критичної частоти обертання $\omega_р < \omega_{кр}$, то вал прийнято називати жорстким (докритичним); при $\omega_р > \omega_{кр}$ вал називають гнучким (позакритичним).

Діаметр і відстань між опорами докритичного вала вибирають виходячи з необхідності виходу $\omega_{кр}$ за межі робочого діапазону.

Високі критичні швидкості забезпечуються шляхом використання жорстких трубчастих валів великого діаметра при невеликих відстанях між підшипниковими опорами. Подібні короткі жорсткі ланки валів у багатьох випадках доводиться з'єднувати пружними муфтами, щоб виключити проблему перевірки співвісності опор і валів (якщо в процесі роботи опорна конструкція може зміщуватися). У результаті система вала ускладнюється, а маса збільшується. Щоб не допустити критичного режиму, конструктор іноді йде на зниження робочої кутової швидкості обертання. У цьому випадку потрібно буде збільшити передаваний крутильний момент $M_{кр}$, щоб зберегти потужність незмінною, це означає, що необхідний вал ще більших розмірів і маси.

При використанні гнучкого (закритичного) вала його робоча кутова швидкість обертання має перевищувати критичні швидкості з деяким запасом.

Перехід через $\omega_{кр}$ має відбуватися швидко, наскільки це можливо за умови перевищення потужності. Для зменшення амплітуди коливань вала необхідне його гарне балансування. Слід знати, що вал можна урівноважити лише для однієї кутової швидкості; при інших швидкостях, як правило, він виявляється неврівноваженим.

У конструкціях трансмісійних валів передбачаються спеціальні пристрої, що обмежують прогинання вала під час переходу через $\omega_{кр}$. Застосовують також пружнодемпфірувальні опори вала для гасіння його коливань під час переходу через $\omega_{кр}$ [2].

11.3.5. Матеріали, термообробка, особливості конструкції і технології виготовлення валів

Вали виготовляють із високоміцних легованих сталей типу 12Х2Н4А, 18ХН2ВА, 4ОХН2МА, зокрема електрошлакової переплавки, які термооброблені до HRC 32...38.

Головними матеріалами, з яких виготовляють ресори, є сталі 40Х2Н2МА (40ХНМА) і 18Х2Н4МА (18ВА), а також титановий сплав ВТ3-1 і алюмінієві сплави.

Максимальне напруження кручення в ресорах зі сталі не перевищує 200...250 МПа.

Маса валів становить суттєву частку маси редукторів. Тому всі без винятку вали редукторів вертольотів виготовляють порожнистими тонкостінними і східчастими (див. рис. 11.33). Використання порожнистих валів обумовлено тим, що при майже однакових із суцільними валами

моментах опору згину та крученню і однаковій жорсткості порожнисті вали дають значний виграш у масі.

Там, де це можливо, вали виготовляють згідно з іншими елементами конструкції (рис. 11.35): зубчастими колесами, обоймами і зірочками муфт вільного ходу, фланцями приводів.

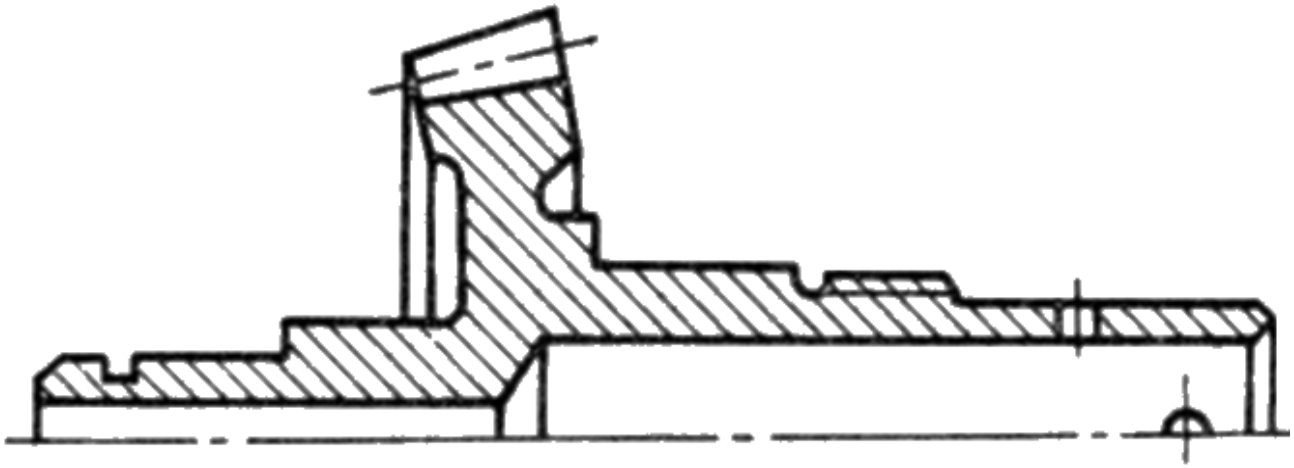


Рис. 11.35. Вал кутового редуктора

Конструкція окремих ділянок вала визначається їх призначенням. Можна виділити, наприклад, такі функціональні ділянки: опорні (під підшипники), для з'єднання з різними деталями, для центрування, під ущільнення підшипникових вузлів.

Вали і осі виготовляють з прокату, особливо важливі вали з поковок. Посадкові місця валів та осей після токарної обробки обов'язково шліфують. Особливо важливі вали рекомендовано шліфувати по всій поверхні, а високонапружені ділянки полірувати навіть на незв'язаних поверхнях. У процесі циклічного знакозмінного навантаження вала нерівності, як мікроконцентратори напруження, є джерелом втомних тріщин. Шліфування, полірування і термічна обробка знижують величину нерівностей і збільшують довговічність валів. Шорсткість поверхонь вала має бути не нижче R_a = 2,5 мкм, а в місцях установки підшипників кочення – не нижче R_a = 0,63 мкм.

Для підвищення згинальної витривалості валів, крім вибору раціональної конфігурації (плавні переходи від одного діаметра до іншого, поступова зміна товщини перерізів, великі радіуси тих, що округляють і т. д.), застосовують відповідні технологічні прийоми оброблення.

Для зменшення можливих ушкоджень поверхневого шару після механічної обробки вали, що використовують в авіаційній техніці, піддають поверхневій пластичній деформації (ППД). До таких методів відносять дробеструйне обдування, оброблення кульками на вібростенді

(віброзміцнення і віброшліфування), розкочування поверхні після чистового оброблення, пневмодинамічне наклепування та ін. Вони є високоефективними засобами підвищення чистоти поверхні, створення стискальної залишкової напруги, підвищення твердості поверхонь та їх контактної витривалості й зносостійкості.

Обкатуванням роликами, карбуванням галтельних переходів можна зміцнити ділянку вала і підвищити його несучу здатність в 1,5 – 2 рази. Вібраційною обробкою (кульками) шліцьових ділянок вала значно підвищують їх утомну міцність. Деякі особливо важливі вали випрасовують за допомогою діамантів.

Для зменшення концентрації напруження радіус переходу між циліндричною поверхнею і торцями роблять максимально можливим виходячи з радіусу того, що округляє кільця підшипника з урахуванням допусків на виготовлення. Щоб уникнути появи дефектів на посадкових поверхнях вала і упорних торцях, їх частини цементують або азотують. У цьому випадку на валу роблять проточування. Посадкову поверхню також піддають хіміко-термічній обробці, але не шліфують, щоб уникнути дефектів у зоні концентрації напруження.

Елементом вала може бути різьблення, на яке навертають гайки кріплення підшипників, зубчастих вінців, фланців. Як правило, застосовують метричне різьблення з кроком 1,5 мм і кутом профілю 60°. Довжина різьбової частини зазвичай знаходиться в межах 8...12 мм. Для валів великих діаметрів (100 мм і більше) крок різьблення може бути збільшений. Уникають різьб у місцях вала, що піддані знакозмінним згинним напруженням. Де цього не вдається уникнути, товщину вала під різьбленням збільшують з урахуванням концентрації напруження. Різьблення в таких небезпечних місцях виготовляють із округленою западиною, вона може зміцнюватися накаткою.

Перспективним напрямом є виготовлення тонкостінних валів великих діаметрів, що виготовляються із пластичних марок сталі за допомогою розкочування товстостінної заготовки. Довжина валів лімітується можливостями технологічного устаткування.

Все частіше для виготовлення валів застосовують титанові сплави. Вали з них є легкими, корозійностійкими, надійними в експлуатації.

Нині, коли почали широко запроваджувати КМ, намагаються виготовляти ресори з гібридних КМ (спіральним намотуванням ниток вугле- і органоволокна). Необхідно виключити можливість випадкових ударних пошкоджень вала з композитів у процесі монтажних робіт і в експлуатації.

11.4. ПРОЕКТУВАННЯ І АНАЛІЗ КЛЮЧОВИХ ДЕТАЛЕЙ І ВУЗЛІВ

11.4.1. Проектування і розрахунок міцності шестерень

11.4.1.1. Характер роботи і види ушкодження зубчастих коліс

При підготовці даного підрозділу було використано матеріали, викладені в проекті міждержавного стандарту «КОЛЕСА ЗУБЧАСТІ. Види ушкоджень. Класифікація і опис» [10].

Класифікацію ушкоджень зубчастих коліс наведено в табл. 11.4. Всі ушкодження поділені на шість класів, які, своєю чергою, поділяють на певні групи за характером, загальним виглядом і ступенем ушкоджень.

Таблиця 11.4

Класифікація видів ушкоджень

Клас ушкоджень	Характер ушкоджень	Загальний вигляд ушкоджень	Ступінь ушкодження
Зношування	Механічне	Адгезійне	Початковий
			Помірний
		Абразивне	Початковий
			Помірний
			Граничний
		Зношування як наслідок взаємопроникнення зубів	
		Полірування	Початкове
			Помірне
			Інтенсивне
		Втомне	Початкове
			Помірне
			Граничне
			При фретингу
		В період пуску під навантаженням	
	Корозійно-механічне	Хімічне (окислювальне)	Лускатість
			Окислювання при перегріві
		При фретинг-корозії	

Продовження табл. 11.4

Клас ушкоджень	Характер ушкоджень	Загальний вигляд ушкоджень	Ступінь ушкодження
	Ерозійне	Кавітаційне Гідроерозійне Газоерозійне Гідроабразивне Газоабразивне Радіаційно-ерозійне Електроерозійне	
Заїдання	Заїдання	Заїдання	Початкове (локалізоване)
			Помірне
			Катастрофічне
Кінцева деформація	Впровадження	Впровадження	
	Пластична деформація	За холодної текучості За гарячої текучості За хитання За ударом зубів	
	Брижі	Брижі	
	Утворення гребнів і вм'ятин	Утворення гребнів та вм'ятин	
	Утворення задирів	Утворення задирів	
	Пластична деформація біля основи зуба	Пластична деформація біля основи зуба	
	Інтерференція	Інтерференція	
Контактна втомність	Поверхневе втомне кришіння	Макрокришіння	Під час роботи
			Прогресуюче
		Мікрокришіння	
		Лущення	
		Відшаровування	

Закінчення табл. 11.4

Клас ушкоджень	Характер ушкоджень	Загальний вигляд ушкоджень	Ступінь ушкодження
	Глибинне втомне кришіння	Глибинне втомне кришіння	
Утворення і розвиток тріщин	Тріщини від термооброб-лення	Тріщини від термооброблення	
	Шліфовочні тріщини	Шліфовочні тріщини	
	Тріщини обода та диска	Тріщини обода та диска	
	Тріщини вздовж межі зміцненого шару	Тріщини вздовж межі зміцненого шару	
	Втомні тріщини	Втомні тріщини	
Руйнуван-ня зуба	Злам зуба при перевант-аженні	Крихкий злам	
		В’язкий злам	
		Змішаний злам	
	Зріз зуба	Зріз зуба	
	Злам зуба після пластичної деформації	Злам зуба після пластичної деформації (тривале руйнування)	
	Втомний злам зуба	Малоцикловий втомний злам	
		Багатоцикловий втомний злам	Злам по тріщині біля основи зуба
			Злам по тріщині на бічній поверхні зуба
			Злам по тріщині біля торця зуба

З наведених у таблиці ушкоджень для зубчастих передач вертолітних трансмісій і літакових агрегатів найбільш характерні такі ушкодження

поверхні або поверхневого шару зубів – втомне кришіння, знос зубів, заїдання (спричинені контактним напруженням і силами тертя, що діють циклічно), а також злам зубів – при перевантаженнях або втомного характеру.

Тому розглянемо детальніше процеси, пов'язані з вказаними видами ушкоджень.

КОНТАКТНА ВТОМА

Є ушкодження, що розвиваються під дією поверхневого і підповерхневого напруження, зубів, що багато разів виникають у процесі контактної взаємодії. Характеризуються видаленням металу й утворенням раковин на поверхнях зубів. Ці ушкодження втомного характеру слід відрізняти від ушкоджень при зносі. Розрізняють такі види контактної втоми:

- поверхневе втомне кришіння;
- лущення;
- відшаровування;
- глибинне втомне кришіння.

Поверхневе втомне кришіння – явище поверхневої втоми, що виявляється при зачепленні зубів зубчастих коліс. При повторних діях контактного напруження, що виникає кожного разу при вході зуба в зачеплення, відбувається виникнення і зростання втомних мікротріщин на поверхні або на невеликій глибині під поверхнею. Поява тріщин зумовлюється недостатньою товщиною мастильного шару і металевим контактом окремих виступів поверхонь зубів, а також концентраторів напруження у вигляді окремих слідів різального інструменту. Тріщини можуть зароджуватися і від наявних неметалічних включень. Тріщини зазвичай розповсюджуються на незначну відстань у напрямку, що є паралельним початковій поверхні зубчастого колеса, а потім починають змінювати свій напрям і розгалужуватися. При значному зростанні окремих тріщин та їх подальшому об'єднанні відбувається відокремлення від поверхні ушкодженого шару мікрооб'єму матеріалу і утворення мікрораковин. Раковини мають зазвичай конусоподібний вигляд. Біля меж раковини можна спостерігати втомні тріщини. Зазвичай окремі початкові раковини кришіння розташовуються впродовж однієї прямої лінії на ніжці зуба. Потім виникають окремі раковини упродовж іншої лінії, що віддалена від першої на певну величину. Подальше зростання раковин супроводжується їх злиттям і збільшенням площі ушкодженої поверхні, що охоплює, зрештою, весь простір між указаними лініями. Для підвищення опору втомному кришінню зуби шестерень повинні мати високу твердість поверхні і відносно м'яку серцевину. Найбільший опір втомному кришінню мають цементовані зуби, оскільки після цементації і гартування унаслідок структурних перетворень

металу в зубах виникає залишкове напруження стискування, що знижує вплив напруження розтягування, що діє, від передаваного корисного навантаження.

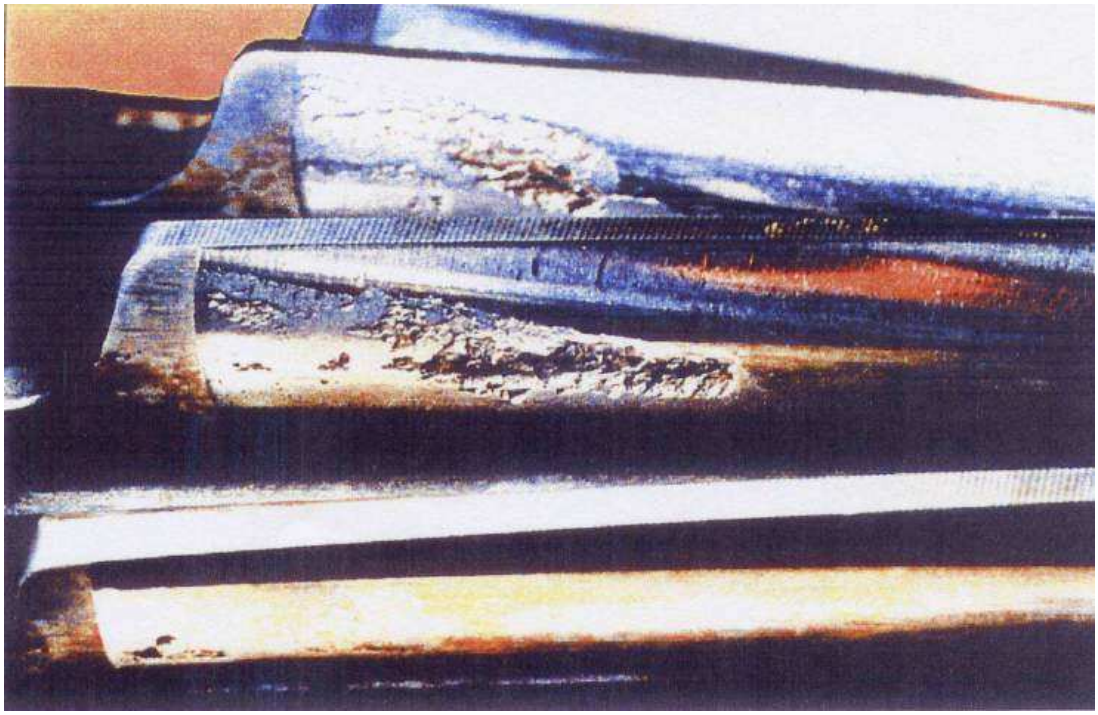


Рис. 11.36. Втомне кришіння. Утворення тріщин і відшаровування фрагментів поверхні, спричинені дією циклічного контактного напруження

Використання підвищеної чистоти поверхонь зубів, а також інтенсивної подачі чистого охолодженого мастила з високим коефіцієнтом в'язкості забезпечує отримання мастильної плівки достатньої товщини, що сповільнює процес розвитку втомного кришіння. Підвищення якості сталевих матеріалів за рахунок вакуумної переплавки зменшує можливу кількість включень і підвищує опір утомному кришінню. Нанесення тонких пористих покриттів карбіду вольфраму сприяє підвищенню контактної витривалості, зносостійкості й корозійної стійкості робочих поверхонь зубів. Наявність води або абразивних частинок у мастилі сприяє розвитку втомного кришіння. Фотографію, що ілюструє втомне кришіння, показано на рис. 11.36.

Для запобігання втомному кришінню рекомендується:

- зменшувати контактне напруження на зубах шляхом вибору раціональної геометрії зубчастих коліс;
- використовувати високоякісні цементовані сталі та забезпечувати твердість поверхонь зубів не нижче 58 HRC;
- підвищувати чистоту оброблення поверхонь зубів;
- забезпечити ефективне надходження в зачеплення достатньої кількості чистого, охолодженого мастила відповідної в'язкості.

За ступенем розвитку втомного кришіння розрізняють:

- початкове кришіння;
- прогресуюче кришіння,
- мікрокришіння.

Початкове кришіння. Це досить дрібні раковини, менше 1 мм, у діаметрі утворюються в умовах нерівномірного за довжиною контактної лінії навантаження. Зазвичай окремі початкові раковини кришіння розташовуються уздовж однієї прямої лінії в одній локалізованій зоні на ніжці зуба. Часто в разі усунення нерівномірності контакту і більш рівномірного розподілу навантаження жодного подальшого зростання кришіння не відбувається.

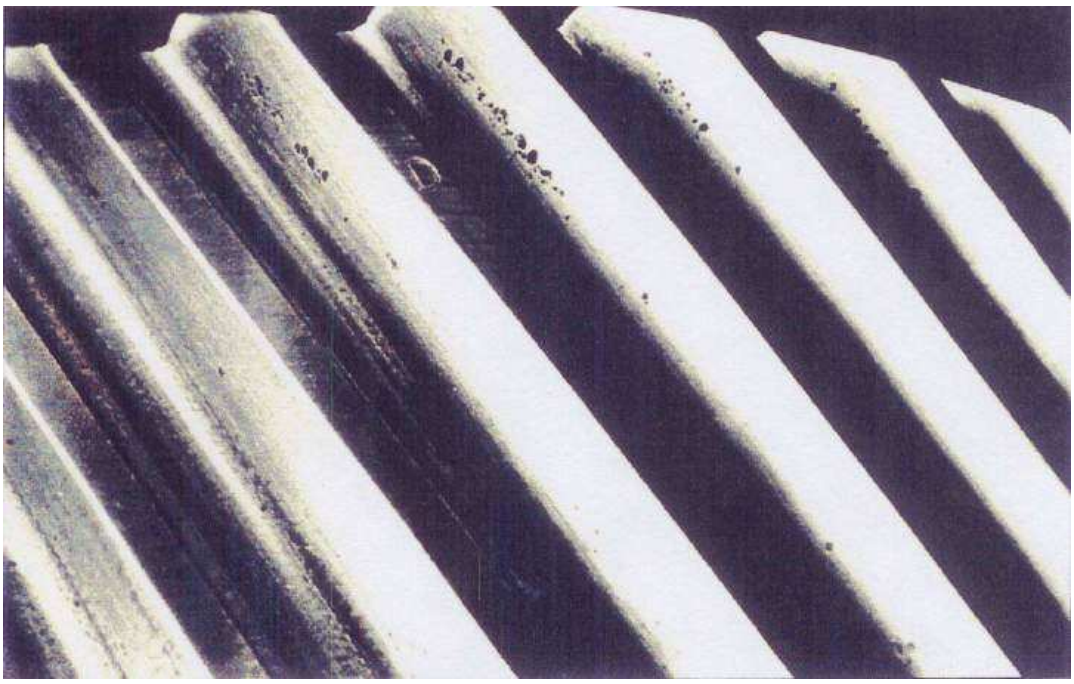
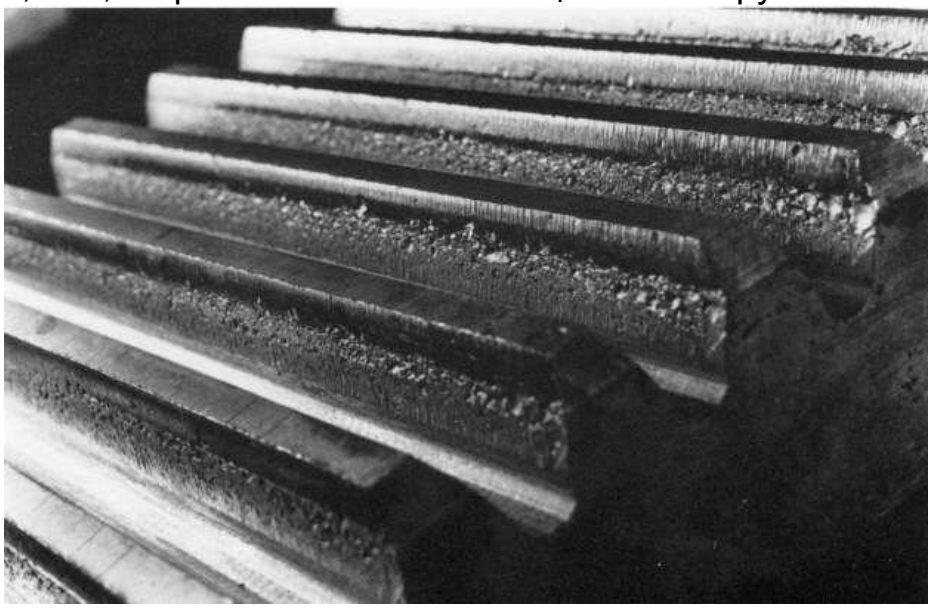


Рис. 11.37. Зразки появи ямок початкового втомного кришіння, розвиток яких був припинений після згладжування вершин гребенів шорсткості

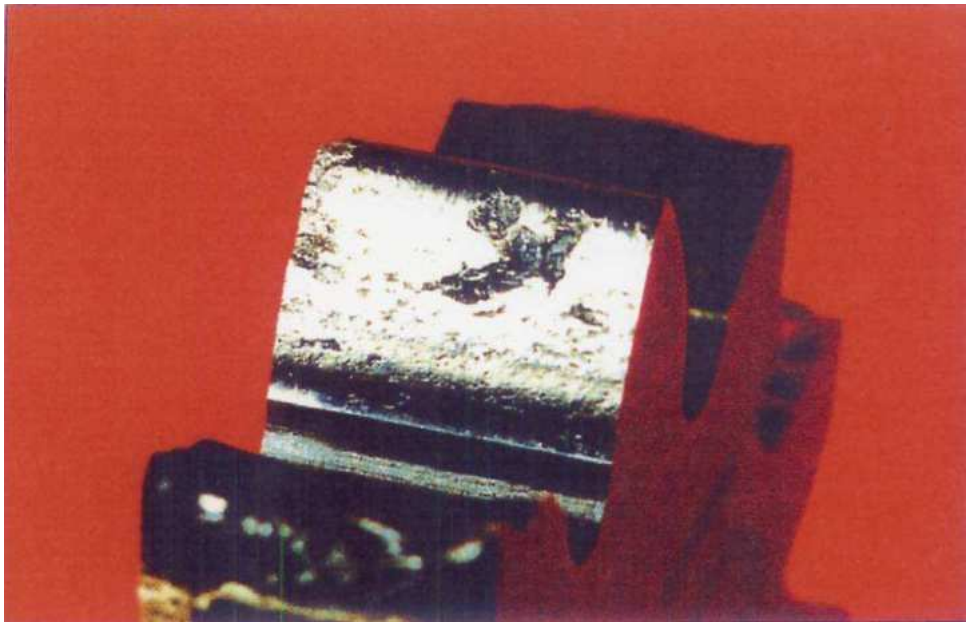
Як показано на рис. 11.37, початкове кришіння на зубах шестерень може з'являтися і на самому початку експлуатації, навіть при притиранні із зменшеним навантаженням.

Прогресуюче кришіння – кришіння, яке продовжує розвиватися у міру терміну служби передачі. Характеризується тим, що значна частина поверхні ніжки зуба ушкоджена раковинами кришіння. Раковини досягають значних розмірів більше 1 мм як по поверхні, так і по глибині. Прогресуюче кришіння характеризується злиттям окремих раковин і утворенням суцільної локальної зони ушкодження. Згідно зі стандартом ISO-6336-5 [11] кришіння вважається прогресуючим і шестірня підлягає заміні, якщо сумарна площа зони кришіння становить 2 % робочої поверхні всіх зубів об'ємно загартованої шестірні, або

0,5 % робочої поверхні всіх зубів поверхнево зміцненої шестірні, або 4 % робочої поверхні одного із зубів. У НАСА для конічних шестерень вертольота з модулем 10,9 мм за межу руйнуючого кришіння приймають розмір раковин більше 0,4 мм і ушкодження ними більше 25 % робочої поверхні зубів. У випадках, коли глибина раковин перевищує глибину зміцненого поверхневого шару, можливим є виникнення і розвиток утомних тріщин, що призводить до поломки зубів. Тому для таких шестерень необхідно запроваджувати вибраковування шестерень у разі, коли глибина хоча би однієї раковини перевищує 0,7...0,8 ефективної глибини зміцненого шару.



а



б

Рис. 11.38. Зразки прогресуючого поверхневого кришіння

Іноді можуть існувати проміжні періоди обмеження розвитку кришіння, які супроводжуються періодами його подальшого розвитку, як показано на рис. 11.38.

ЗНОШУВАННЯ

Процесом зношування називають будь-яку зміну поверхні зубів, при якому має місце видалення або переміщення матеріалу із взаємодіючих поверхонь при механічній, хімічній або іншій зовнішній дії. Розрізняють:

- механічне зношування;
- корозійно-механічне зношування;
- ерозійне зношування.

Процес зношування зубів є у кожній працюючій передачі. Чисельною мірою зношування є знос, що визначається в одиницях довжини, об'єму або маси. Величину граничного зносу встановлюють залежно від призначення передачі, вимог довговічності, шуму і вібрації. Зношування вважається надмірним при виникненні підвищеного шуму, значних динамічних навантажень або значного зменшення товщини зуба, яке може призвести до зламу зуба. До найбільшого зносу схильні високонавантажені низькошвидкісні зубчасті передачі, що працюють в умовах мінімальної кількості змащувального матеріалу або його практичної відсутності. Для шестерень із поверхневою термічною і хіміко-термічною обробкою зубів граничний знос визначається залишком зміцненого шару, здатного передавати розрахункове навантаження.

Механічне зношування – зношування внаслідок механічної дії один на одного поверхонь зубів, що взаємно переміщаються, а також абразивної дії на останні сторонніх твердих часток або продуктів зносу, що відокремилися.

За фізичним характером процесу розрізняють:

- адгезійне зношування;
- абразивне зношування;
- полірування;
- втомне зношування;
- зношування в період пуску під навантаженням;
- зношування кавітації.

Далі розглянуто два перші види зношування. Решту матеріалу можна знайти в повному тексті проекту ГОСТу [10].

Адгезійне зношування є процесом, що виникає при взаємодії мікронерівностей контактуючих поверхонь зубів. Унаслідок дії високого локального тиску та міжатомних сил зчеплення відбувається з'єднання мікронерівностей, т.з. «холодне зварювання» контактуючих зубів, подальша пластична деформація при відносному переміщенні зубів, руйнування

локальних зчеплень і, врешті, видалення або перенесення металу. Стан поверхонь зубів із слідами адгезійного зношування показано на рис. 11.39.

За ступенем розвитку адгезійного зношування розрізняють:

- початкове адгезійне зношування;
- помірне адгезійне зношування;
- граничне адгезійне зношування.

Граничне адгезійне зношування, що спричиняє відмову зубчастої передачі, класифікують як заїдання.

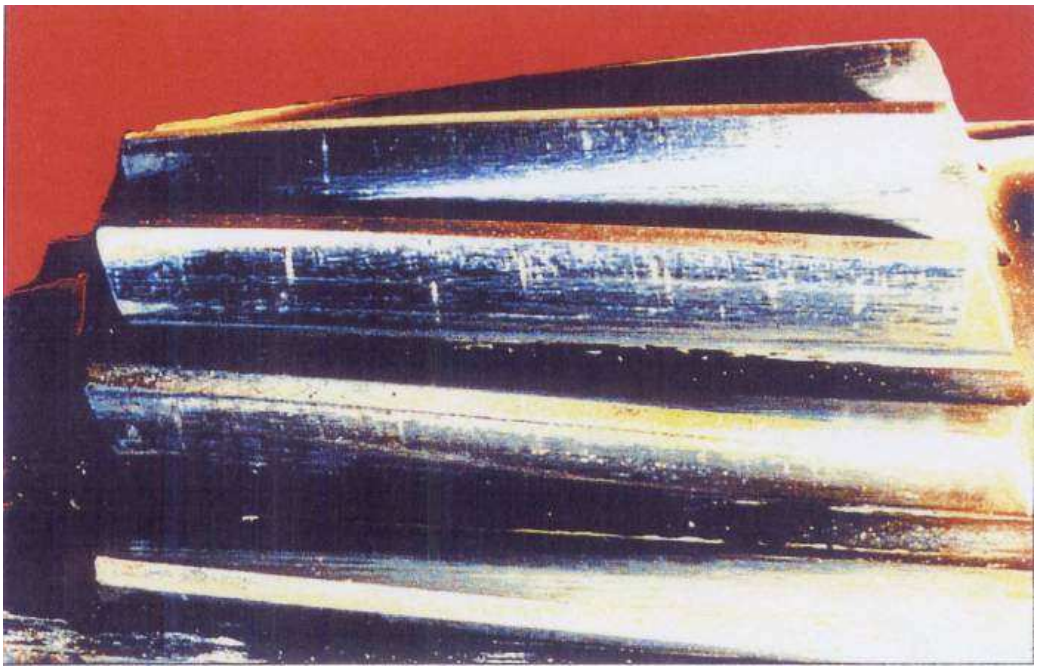


Рис. 11.39. Загальний вигляд зубів зі слідами адгезійного зношування

Адгезійне зношування до певного ступеня розвитку сприятливо позначається на роботі зубчастої передачі, оскільки завдяки усуненню незначних мікронерівностей робочих поверхонь зубів збільшує фактичну «пляму контакту» (ділянки контакту) і поліпшує умови змащування передачі.

На величину адгезійного зношування істотно впливає якість мастильного матеріалу. Якщо мастило правильно підібрати (його в'язкість, чистоту, робочу температуру, відсутність води тощо), то адгезійне зношування має обмежуватися тільки початковою стадією.

З метою запобігання розвитку адгезійного зношування рекомендовано:

- підвищувати чистоту оброблення робочих поверхонь зубів;
- здійснювати притирання передач при частковому навантаженні;
- для особливо важливих високонавантажених передач застосовувати азотовані сталі замість цементованих або гартованих об'ємним гартуванням.

Початкове адгезійне зношування зазвичай відбувається під час притирання зубів і закінчується видаленням невеликих похибок поверхонь зубів шляхом локального зносу. Для неозброєного ока робоча поверхня зубів виглядає неушкодженою, до того ж сліди механічної обробки чітко помітні. При мікроскопічному дослідженні можна спостерігати окремі плоскі мікроділянки між слідами інструменту, що обробляв зубчасте колесо. При незначному адгезійному зношуванні відділяються плоскі пластинки розміром 10...15 мкм.

Помірне адгезійне зношування. Адгезійне зношування класифікується як помірне, якщо деякі або навіть всі сліди механічної обробки видалені з робочих поверхонь зубів. За певних умов адгезійне зношування призводить до безперервного видалення поверхневих плівок і шарів оксидів з поверхні зубів, спричиняючи значне зношування.

Абразивне зношування. Є видаленням або зміщенням матеріалу за наявністю в контакті зубів жорстких часток (наприклад, шматочків металу, уламків, іржі, піску, жорстких абразивних часток і подібних до них), присутніх в мастильному матеріалі, або контактуючих зубів, що потрапили між робочими поверхнями.

Абразивне зношування має в своїй основі процес мікрорізання з відокремленням стружки і процес утворення подряпин за допомогою пластичної деформації зерен, що супроводжується утворенням відтіснених навалювань попереду рухомої частинки. Ці навалювання складаються з неміцного матеріалу з великою кількістю тріщин і надривів. Щойно виникаючі подряпини спричиняють руйнування навалювань з відокремленням часток металу. Ззовні абразивне зношування характеризується наявністю подряпин або поглиблень, орієнтованих у напрямі ковзання. Характер абразивного зношування показано на рис. 11.40.

Абразивні частки присутні в мастильному матеріалі, розміри яких перевищують товщину мастильної плівки, в процесі зчеплення зубів можуть потрапити між ними. Під дією значного контактного тиску крихкі частки розсипаються на дрібніші, деякі з них прилипають до робочої поверхні зубів. В'язкі частки деформуються в контакті зубів, а частина з них також прилипає до робочої поверхні зубів. Вибоїни, що виникають через крихкі частинки, є відносно невеликими за площею, але досить глибокі, до того ж вибоїни відрізняються гострими краями. На відміну від них вибоїни, що утворюються за допомогою пластичних часток, мають великі розміри, відносно меншу глибину і плоску поверхню дна. Краї цих вибоїн закруглені і виступають над поверхнею зубів, утворюючи звалювання, навколишні вибоїни.

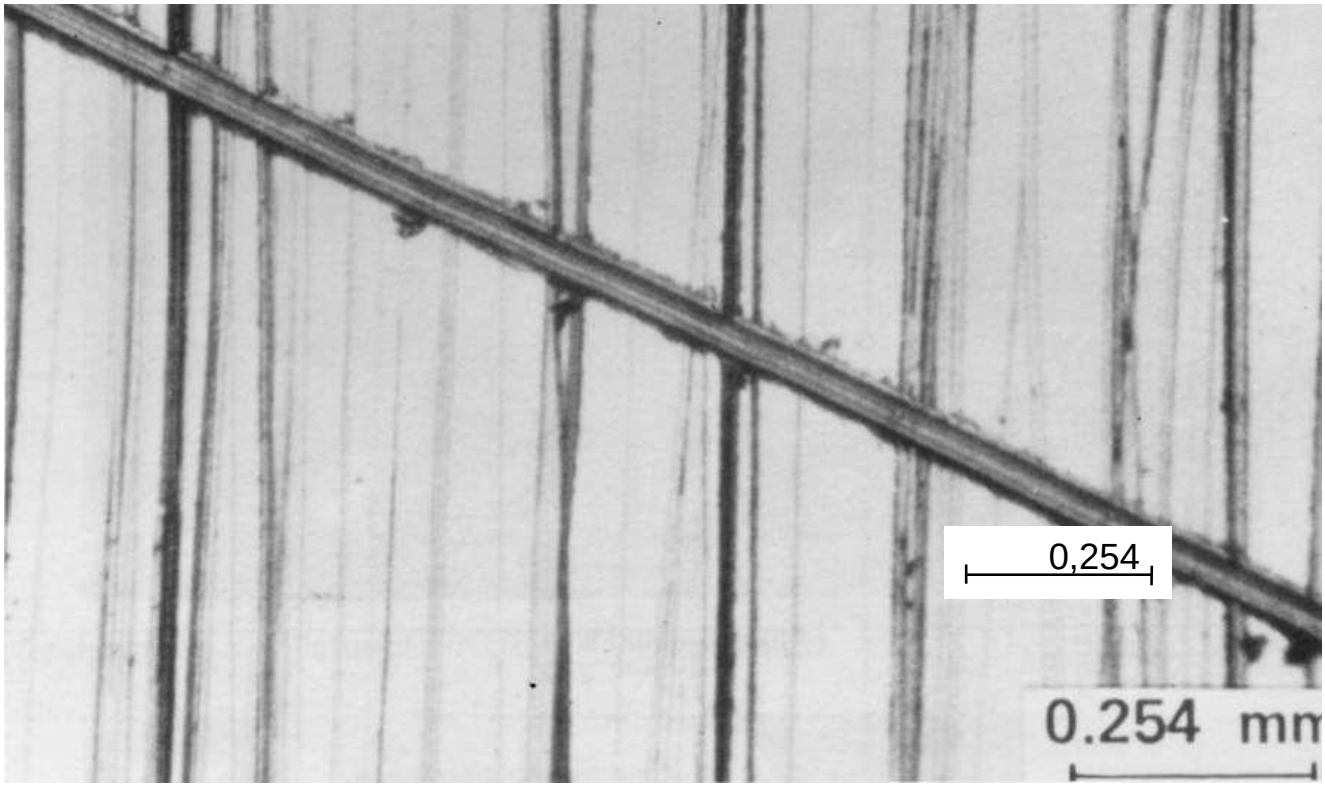


Рис. 11.40. Абразивне зношування:
діагональна лінія – абразивна борозна, прорізана твердою частинкою, ззовні виглядає гладенькою;
вертикальні лінії – початкові сліди шліфування

Величина зносу при абразивному зношуванні пропорційна твердості робочих поверхонь зубів. Абразивне зношування є типовим проявом пошкодження відкритих передач. Наявність абразивного зносу в закритих передачах свідчить про забруднення мастильного матеріалу або ушкодження ущільнень. Для зменшення абразивного зношування закритих передач рекомендовано використовувати фільтруючі елементи, здатні затримувати частинки розміром 3 мкм. Застосування цементованих шестерень, висока чистота поверхонь зубів і використання більш в'язких мастильних матеріалів знижують інтенсивність абразивного зношування.

За ступенем розвитку абразивного зношування розрізняють:

- початкове абразивне зношування;
- помірне абразивне зношування;
- граничне абразивне зношування;
- зношування при взаємопроникненні.

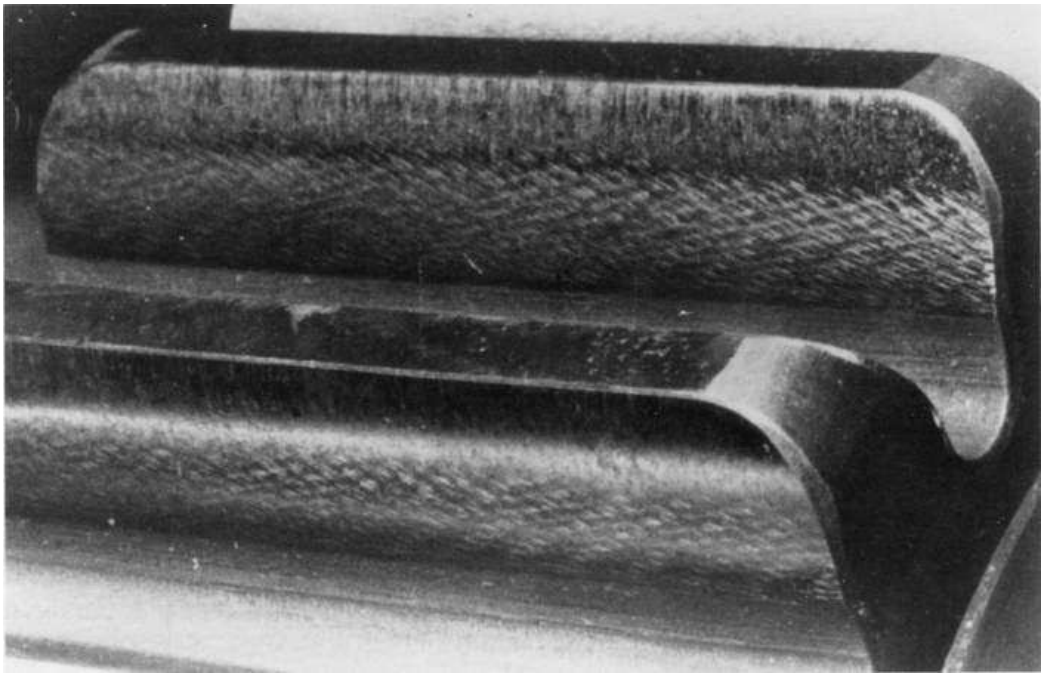


Рис. 11.41. Початкове абразивне зношування на шліфованій боковій поверхні біля вершини зуба

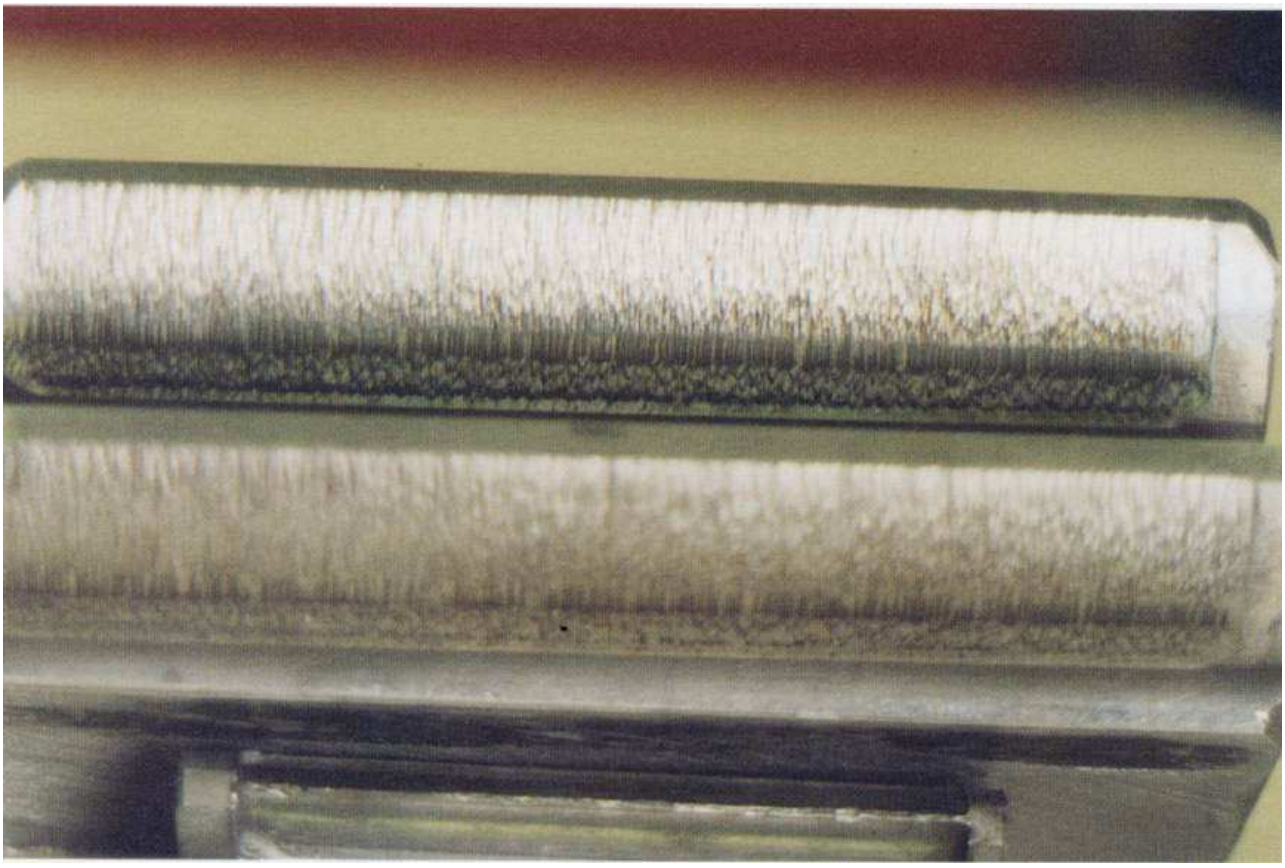


Рис. 11.42. Максимально допустиме абразивне зношування

Початкове та граничне абразивне зношування показані на рис. 11.41 і 11.42.

Втомний злам зубів – процес поступового накопичення пошкоджень матеріалу під впливом повторно-змінного напруження, що призводить до зміни його будови та властивостей, утворення та розвитку тріщин і наприкінці до зламу зуба, називається втомною поломкою зуба. На відміну від поломки при перевантаженні, коли найчастіше відбувається злам декількох зубів відразу, втомна поломка зазвичай спостерігається лише на одному зубі.

Втомна поломка зубів є поступовим процесом, що складається з трьох окремих стадій:

- Зародження тріщини. Пластична деформація, що розвивається від концентраторів напруження, призводить до зародження мікроскопічних тріщин.
- Зростання тріщин. Це відбувається перпендикулярно вектору максимального напруження розтягування. Втомні тріщини виникають і поширюються під впливом повторних змінних або циклічних напружень, які можуть бути значно нижче за межу міцності матеріалу при розтягуванні.
- Поломка. Коли тріщина поступово в процесі багаторазового повторення циклів навантаження досягає критичного розміру, відбувається раптова поломка зуба.

Значний час терміну служби зубчастої передачі припадає на стадії зародження і зростання втомної тріщини до критичного розміру.

Слід розрізняти:

- багатоцикловий втомний злам;
- малоцикловий втомний злам.

Багатоцикловий втомний злам зубів є найбільш характерним проявом зламних пошкоджень зубів зубчастих передач. Він відбувається за циклічного напруження, що не перевищує межу текучості матеріалу. Кількість діючих циклів напруження перевищує 10 000, причому велику частину терміну служби становить період зародження втомних тріщин, а не їх розвитку.

Поверхня зламу складається з двох різних зон: поширення втомних пошкоджень та остаточної поломки зуба. У зоні втоми ознаки пластичної деформації практично відсутні. Поверхня є гладенькою і матовою. На ній можуть спостерігатися лінії розвитку пошкоджень, а також послідовний перехід між стадіями поширення тріщини. Поверхня остаточної поломки зуба відповідає одному з видів зламів за умов перевантаження (крихкому, в'язкому або в'язкопружному).

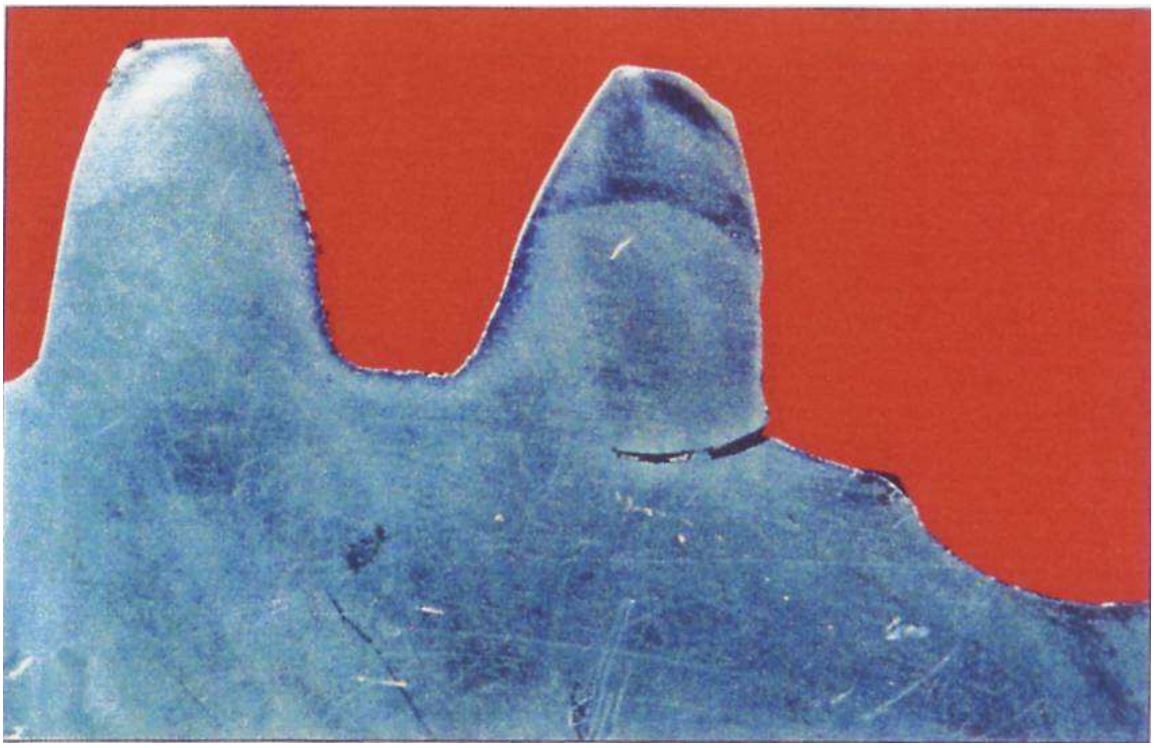


Рис. 11.43. Злам вздовж тріщини біля основи зуба

Втомні тріщини виникають, головним чином, на галтелях робочої сторони зуба, на якій діє напруження розтягування (рис. 11.43).

Для збільшення терміну служби шестерень за багатоцикловою вигинальною витривалістю необхідно підвищувати міцність матеріалу при розтягуванні й оптимізувати мікроструктуру поверхневого і підповерхневого шарів зубів.

Малоцикловий втомний злам зуба може виникнути за умов розвитку пластичної деформації на кожному циклі навантаження та відповідно до загальної кількості циклів навантаження менше 10 000 (рис. 11.44). Такий злам менш характерний для вірно спроектованих зубчастих передач і може виникнути внаслідок суттєвого перевантаження передачі або значного неспіввісного розташування зубчастих коліс. За малоциклової втоми наявність поверхневих концентраторів не відіграє такої суттєвої ролі, бо наявність пластичної деформації знижує вплив концентрації діючих і залишкових напружень. Втомні тріщини можуть виникнути як на поверхні, так і під поверхнею зуба, причому час появи тріщин відносно невеликий порівняно з часом їх розвитку.

З метою збільшення терміну служби зубчастих коліс за малоцикловою вигинальною втомою зубів доцільно забезпечити підвищення пластичності та ударної в'язкості матеріалу зубчастих коліс. Так, зокрема, для цементованих зубчастих коліс рекомендовано:

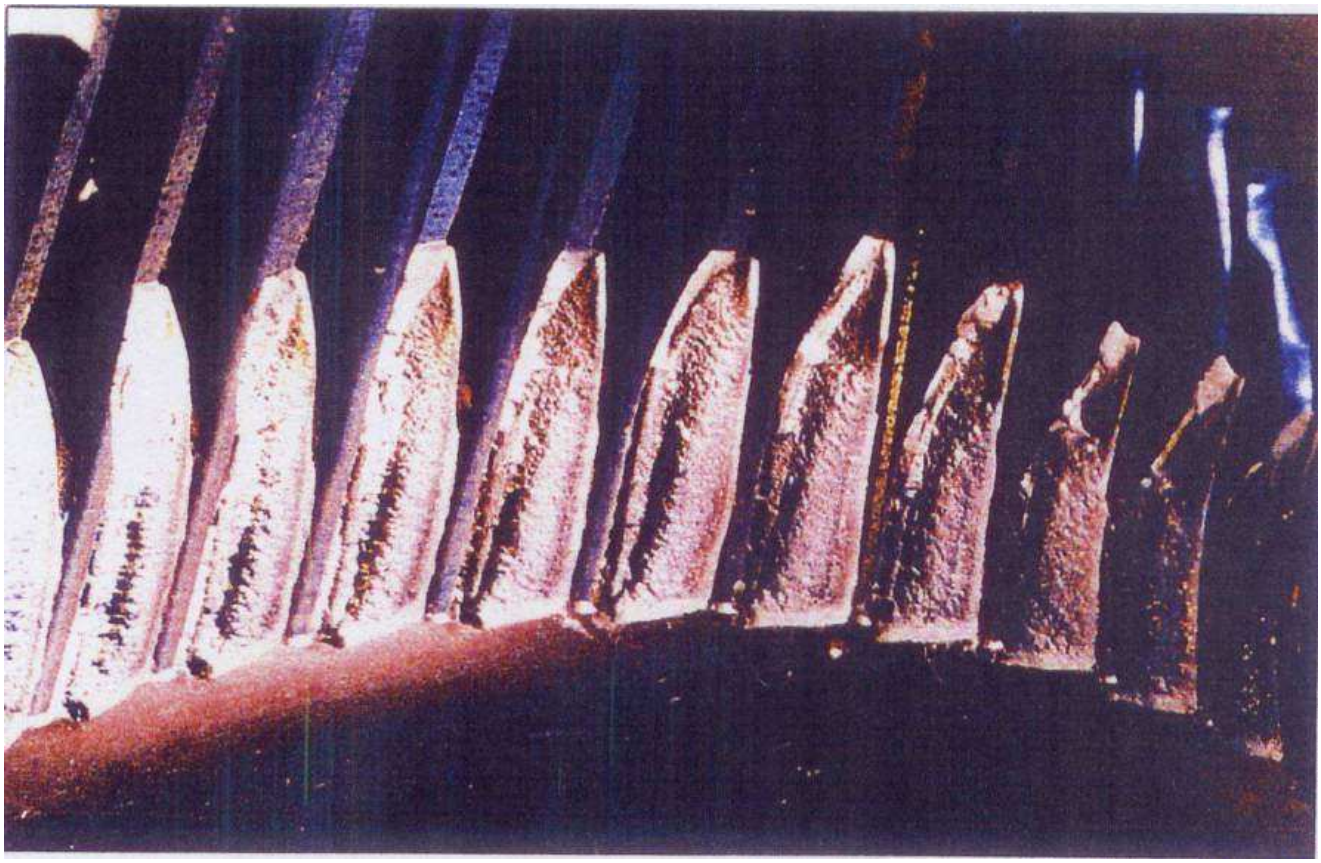


Рис. 11.44. Втомний злам зуба при малоцикловій втомі

- використовувати сталі зі змістом нікелю більше 1 %;
- забезпечувати при гартуванні вміст залишкового аустеніту в загартованому шарі в межах від 15 до 30 %;
- зменшити твердість загартованого шару з 58 до 55 HRC.

Слід зазначити, що вживання рекомендованих заходів із підвищення малоциклової вигинальної витривалості зубів знижує їх багатоциклову вигинальну витривалість, тому найкращим методом підвищення малоциклової витривалості є зменшення діючого напруження.

11.4.1.2. Основи розрахунку зубів зубчастих передач

Зубчасті механізми в авіаційній техніці (трансмісії вертольотів, редуктори ТГД і ТГВД) в більшості випадків є важко навантаженими високошвидкісними передачами. Із статистичних даних відомо, що колова швидкість лише 20 % авіаційних передач дорівнює 15...20 м/с, понад 50 % передач мають колову швидкість 20...100 м/с і більше.

Підвищення несучої здатності, зменшення маси і габаритних розмірів, збільшення терміну служби і ККД авіаційних зубчастих передач є актуальною та складною проблемою. Її вирішують наданням таким передачам відповідних конструктивних і технологічних властивостей, а також

використанням високоякісних матеріалів, ефективних методів зміщення інструменту і змазування. Геометрія авіаційних евольвентних передач має свої особливості порівняно із загальномашинобудівними. Авіаційні зубчасті передачі виготовляють за особливими початковими виробляючими контурами. Головними параметрами зубчастого зачеплення, які відповідають прийнятому початковому контуру, є кут зачеплення α, коефіцієнт торцевого та сумарного перекриття, а також параметри і форми основи зуба.

У загальному машинобудуванні використовують початковий контур з $\alpha = 20°$, для авіаційних силових зубчастих передач відповідно до авіаційних норм $\alpha = 25°$ і $\alpha = 28°$.

Зуби передач, виготовлені інструментом із кутом $\alpha = 25°$, мають піднутрення (протуберанець) в основі зуба, який спрощує технологію шліфування поверхні зуба. При куті $\alpha = 28°$ зуби передач мають вищу контактну міцність, але технологія їх виготовлення складніша.

Підвищення ефективності роботи передач досягають модифікацією (корегуванням) профілів зубів, для чого зміщують стандартний початковий контур інструменту. Таку модифікацію використовують головним чином для прямозубих евольвентних передач.

При висотній модифікації позитивне зміщення інструменту для шестірні дорівнює негативному зміщенню для колеса. Цим підвищується вигинальна міцність зубів шестірні за рахунок міцності зубів колеса.

Розрахунок зубів на міцність

При зачепленні між зубами утворюється мастильна плівка, в якій виявляються гідродинамічні ефекти. Це забезпечується наявністю клинової щілини між зубами та значним тиском змащувального мастила в ній. Величина тиску залежить від зовнішнього навантаження, геометричних розмірів і пружних властивостей контактуючих поверхонь. При розгляді процесу змазування необхідно враховувати як гідродинамічний ефект, так і дію пружних деформацій контактуючих поверхонь. При цьому виникає явище їх взаємозалежності, яке розглядають у контактно-гідродинамічній теорії змазування.

Через високий гідродинамічний тиск змащувального мастила та його змінності розрахунок на цій основі є досить складним завданням. Це привело до використання умовного підходу до розгляду контактної міцності зубів. Були зроблені припущення, що не враховують вплив гідродинамічного ефекту при взаємодії зубів. Це відповідає задачі Герца про стискування двох циліндрів. Епюра стискування в цьому випадку відрізняється від епюри, що випливає з контактно-гідродинамічної теорії.

При стискуванні двох циліндрів нормальне напруження визначають за формулою Герца

$$\sigma_н = \sqrt{\frac{w_n}{\rho} \cdot \frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}} \le [\sigma]_н, \qquad (11.17)$$

де $w_n = \frac{K_H F_n}{l_\Sigma}$ – нормальне навантаження на одиницю довжини контактної лінії – питоме навантаження; $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$ – зведена кривина (знак «+» – для зовнішнього контакту, «-» – для внутрішнього); E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалів шестірні та колеса; ν_1 і ν_2 – коефіцієнти Пуассона (для сталі ν = 0.3; для чавуну ν = 0,25); K_H – коефіцієнт розрахункового навантаження.

Для сталевих коліс (де ν = 0,3 і $E_1 = E_2$) маємо

$$\sigma_н = \sqrt{\frac{w_n}{\rho} \frac{E}{2\pi\left(1-\nu^2\right)}} \le [\sigma]_н. \qquad (11.18)$$

При розрахунку зубів приймають, що контакт зубів подібний до контакту двох циліндрів з радіусами E_1 і E_2, де E_1 і E_2 – приведені радіуси кривини профілю евольвенти зубів шестірні та колеса в точці контакту.

Робота зубів на згин

При розрахунку на згин зуби розглядають як коротку консольну балку із затисканням біля основи. Розрахунок таких балок на основі гіпотези плоских перерізів (гіпотеза Бернуллі) може призвести до суттєвих кількісних помилок.

У зв'язку з цим розрахунок зубів на згин здійснюють за місцевим напруженням, яке враховує особливість короткої балки. Місцеве напруження біля основи зуба визначають із залежності

$$\sigma_F = \left(\frac{w_F \cos\gamma h_p}{\cos\alpha_t w_s} - \frac{w_F \sin\gamma}{\cos\alpha_t A_s}\right)\alpha_\sigma; \qquad (11.19)$$

$w_F = \frac{2T_1 \cdot 10^3 \cdot K_F}{в \cdot d_1} = \frac{F_t K_t}{в}$; $w_s = \frac{S^2}{в}$ (момент опору);

T_1 – момент на шестірні (ведучому елементі);

S – товщина зуба в небезпечному перерізі;

A_s – площина небезпечного перерізу одиничної довжини;

h_p – розрахункове плече дії сили;

α_σ – теоретичний коефіцієнт концентрації напруження;

γ – кут, що характеризує положення зуба на виході із зачеплення.

Якщо за місце застосування сили взяти кромку зуба, то цей випадок слід віднести до зони двопарного зачеплення, що також є припущенням.

Розрахункове навантаження

При роботі зубчастої передачі зуби навантажені не лише номінальними, але і додатковими силами, причому останні враховуються коефіцієнтом розрахункового навантаження $К_Н$ або $К_F$. З урахуванням додаткових навантажень колова сила на ділильному циліндрі

$$F_t \cdot K = \frac{2T_1 \cdot 10^3 K}{d_1}, \qquad (11.20)$$

де $К = К_\alpha \cdot К_\upsilon \cdot К_\beta \cdot К_А$;

$К_А$ – коефіцієнт зовнішнього динамічного навантаження;

$К_у$ – коефіцієнт внутрішнього динамічного навантаження;

$К_\beta$ – коефіцієнт концентрації навантаження;

$К_\alpha$ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між парами зубів, які перебували в зачепленні.

Числові значення $К_А$ при рівномірному режимі навантаження двигуна і ведучого вузла машини – 1, при малій нерівномірності – 1,25; середній – 1,5; значній – 1,75.

У попередніх розрахунках приймають $К_А = 1,3...1,5$.

При розрахунках для величини К використовують індекси: $К_н$ відноситься до контактної міцності, $К_F$ – до вигинальної. Тоді, наприклад, для контактної міцності $К_н = К_{н\upsilon} \cdot К_{н\beta} \cdot К_{н\alpha}$.

Додаткові внутрішні динамічні навантаження виникають через помилку в головному й коловому кроках і профілі активної поверхні зубів, а також обумовлюються деформацією коліс і з'єднаних із ними деталей.

За умов пересполучення зубів існує безпосереднє їх навантаження шляхом їх співудару, а також інерційних зусиль і активного коливання.

При дії на зубчасту передачу значних за величиною змінних у часі крутильних моментів внутрішнє динамічне навантаження збільшується за рахунок крутильних коливань. Це стосується редукторів, з'єднаних із двигуном внутрішнього згоряння і подібних до них передач. Сучасні розрахунки внутрішніх динамічних навантажень мають орієнтовний характер. У їх оцінюванні є два підходи, які відповідають тій або іншій теорії.

В ударній теорії розглянуто удар зубів у момент пересполучення, у вібраційній – навантаження внаслідок кінематичних помилок і зміни жорсткості зубів. У машинобудуванні України і країн СНД поширений стандарт на циліндричні зубчасті передачі [12], які працюють при коловій швидкості до 25 м/с. Він базується на ударній теорії.

Вибір матеріалів для зубчастих передач

Матеріали для зубчастих передач слід вибирати згідно з умовами забезпечення міцності зубів на витривалість при дії контактних і вигинальних напружень. Цього досягають використанням високоміцних легованих сталей, які піддають термічній і термохімічній обробці (гартування, цементація, азотування, нітроцементація тощо). Таким чином, забезпечується твердість поверхонь зубів, де використовують сталі до 60...65 HRC.

Для виготовлення зубчастих передач редукторів вертольотів та інших літальних апаратів використовують високолеговані сталі (12ХН3А, 12Х2Н4А, 18Х2Н4МА, 38ХМЮА та ін.).

Застосування маловуглецевих високолегованих сталей дозволяє після поверхневого оброблення отримати високу твердість поверхні зубів і м'яку і в'язку серцевину, яка потрібна для підвищення їх контактної і вигинальної міцності відповідно.

Допустиме напруження

При визначенні допустимого контактного напруження за базове приймають граничне напруження на горизонтальній ділянці кривої втоми (рис. 11.45).

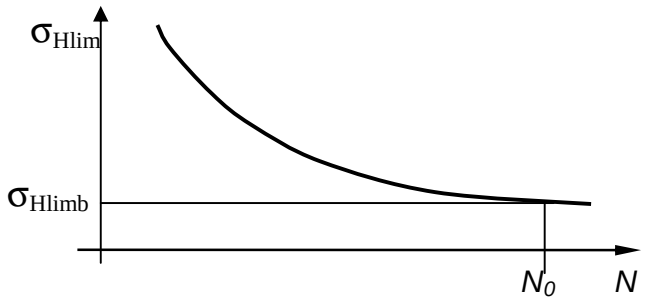


Рис. 11.45. Крива втоми

Контактне напруження, що в цьому випадку допускається, для високошвидкісних коліс визначають за допомогою залежності

$$[\sigma]_н = \frac{\sigma_{н\lim b} \cdot Z_R \cdot Z_v}{S_н} \cdot Z_N, \qquad (11.21)$$

де $\sigma_{н\lim b}$ – базова межа контактної витривалості;

$S_н$ = 1,2...1.1,3 – коефіцієнт запасу міцності;

Z_R – коефіцієнт, який враховує шерехату поверхню зуба,

Z_R = 1 при Ra = 1,25...0,63; Z_R = 0,95 при Ra = 2,5...1,25;

Z_v – коефіцієнт, який враховує вплив швидкості, і визначається за залежностями

$Z_y = 0{,}35\ V^{0,1}$ при НГ ≤ 350;

Z_y = 0,925 $V^{0,05}$ при НГ > 350;

Z_N – коефіцієнт довговічності.

Допустиме напруження за умови терміну експлуатації, які відповідають зоні похилої ділянки кривої втоми, має враховувати кількість циклів навантаження. Похилу ділянку кривої апроксимують степеневою функцією (див. рис. 11.45)

$$\sigma_H^m N_i = \sigma_{H\lim b}^m N_{H0} = \text{const}. \qquad (11.22)$$

Із цього виходить, що

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H\lim b} \sqrt[m]{\frac{N_{но}}{N_i}} = [\sigma]_{H\lim b} \cdot Z_N.$$

У косозубих передачах контактна лінія розміщена під кутом до осьових ліній. При зачепленні вона є як на кінці зуба (на ніжці), так і на головці, причому довжина контактної лінії збільшується. Цим пояснюється підвищена несуча здатність косозубих передач і підвищення плавності їх роботи.

Формули для визначення базової межі контактної витривалості залежно від твердості поверхні зубів наведено в табл. 11.5.

Таблиця 11.5

Характеристики матеріалів, які застосовують для виготовлення зубчастих коліс

Матеріали коліс	Термічна або термохімічна обробка	Твердість поверхні	$\sigma_{H\lim b}$, МПа
Вуглецеві та низьколеговані сталі	Поліпшення, нормалізація	≤ 350 НВ	2 НВ + 70
	Об'ємнє гартування	38...50HRC	17 HRC+100
	Поверхневе гартування	40...56HRC	17 HRC+200
Леговані сталі	Цементація, нітроцементація, гартування	56...65HRC	23 HRC
	Азотування	550...750HV	1050

Допустиме напруження при згині

При терміні експлуатації зубчастої передачі, який відповідає зоні горизонтальної ділянки кривої втоми, за умови однобічної (нереверсивної) роботи передачі базове напруження, що допускається:

$$[\sigma]_{F0} = \frac{\sigma_{Flim} Y_R Y_x Y_\delta}{S_F}, \qquad (11.23)$$

де σ_{Flim} – тривала межа втомної міцності при згині для віднульового циклу;

SF – коефіцієнт запасу міцності;

YR – коефіцієнт, який враховує шорсткість перехідної поверхні зуба. При фрезеруванні та шліфуванні з RZ ≤ 40 мкм YR = 1, при поліруванні Y_R = 1,05...1,2 (великі значення – після поліпшення і гартування струмом високої частоти (ТВЧ); Y_x – масштабний фактор при d ≤ 400 мм, Y_x = 1;

Y_δ – коефіцієнт, який враховує чутливість матеріалу до концентрації напруження.

У загальному вигляді (з урахуванням можливості експлуатації передачі з кількістю циклів менше базового і реверсивній роботі) напруження згину, що допускається

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{Fo} Y_A Y_N, \qquad (11.24)$$

тут Y_A – коефіцієнт, який враховує двобічне застосування сили;

$$Y_N = \sqrt[m]{\frac{N_{F0}}{N_i}} \geq 1,$$

де N_{F0} = 4106 – базова кількість циклів для сталевих зубів; N_i – кількість циклів за термін роботи або еквівалентна кількість циклів (при $N_i \geq N_{F0}$ Y_N = 1);

m = 9 – для цементованих і азотованих зубів без шліфування,

m = 6 – для решти випадків.

11.4.1.3. Приклад розрахунку зубчастої передачі головного редуктора вертольота одногвинтової схеми

Розглянемо приклад розрахунку зубчастої передачі головного редуктора вертольота Мі-2 – останнього ступеня, пов'язаного з НГ.

Початкові дані для розрахунку

1. Найбільша потужність (на зльоті), що передається від двигуна до несучого гвинта $N_{зл}$ = 233 кВт.

Найбільший обертальний момент діє на несучий гвинт, – T_{max} = 18 900 Н·м.

2. Частота обертання вала несучого гвинта $n_в$ =246 об/хв.

3. Загальне передавальне відношення головного редуктора U_{1-6} = 23,9305.
4. Частота обертання шестірні третього ступеня n_5 = 651 об/хв.
5. Кількість зубів третього ступеня z_5=17, z_6=45.
6. Зуби прямі (β=0), відносна ширина зубів $\psi_{bd} = b_w / d_w$ = 0,68.
7. Матеріали зубчастих коліс – легована конструкційна сталь 12Х2Н4А з числами твердості шестірні, що дорівнюють 320НВ, колеса – 270НВ, межа міцності σ_B=1180 МПа, межа плинності σ_T = 950 МПа. Після термообробки твердість поверхні зубів шестірні – 60 HRC, колеса – 57 HRC.
8. Температурні умови експлуатації: від - 60ºС до + 60ºС.
9. Заданий ресурс t = 5000 год.

Розрахунок на міцність зубчастої передачі здійснюємо відповідно до ГОСТ 2175-87 (для зубчастих циліндричних евольвентних передач зовнішнього зачеплення) [12] і даних роботи [8].

Розрахунок здійснюють для запобігання втомному кришінню робочих (бічних) поверхонь зубів і втомного зламу зубів біля основи.

Відомо, що в процесі експлуатації вертольота навантаження, що діють на деталі і вузли вертольота, визначаються типовим польотним циклом, який для одного з вертольотів, що розробляються в ЗМКБ "Прогрес", показано на рис. 11.46. На рисунку показано, що польотний цикл тривалістю 60 хв містить близько 20 режимів навантаження, які змінюються ступінчасто.

При ступінчастому режимі навантаження розрахунок зубчастих передач на втомну міцність виконують за еквівалентним числом циклів, яке визначається на підставі гіпотези лінійного підсумовування пошкодження [8].

За розрахункове приймають найбільше з навантажень, що тривало діють. У нашому випадку за розрахункове навантаження приймемо максимальний момент, що діє на вал гвинта, – 18900 Н·м.

Оскільки деякі режими роботи двигуна (запуск, прогрівання, рулювання, зупинка та ін.) дають незначний внесок у сумарну втому зубчастих коліс, то розрахунок проводитимемо за спрощеним польотним циклом, проілюстрованим на рис. 11.47.

Тут режими максимальної потужності (зліт і посадка) становлять 5 % від загального часу польотного циклу, режим номінальної потужності (90% N_{max}) – 35 % польотного циклу, і режим крейсерського режиму (80 % N_{max}) – 60% польотного циклу. Приймемо також, що на всіх режимах частоти обертання валів залишаються постійними. Вказані спрощення польотного циклу йдуть в запас міцності.

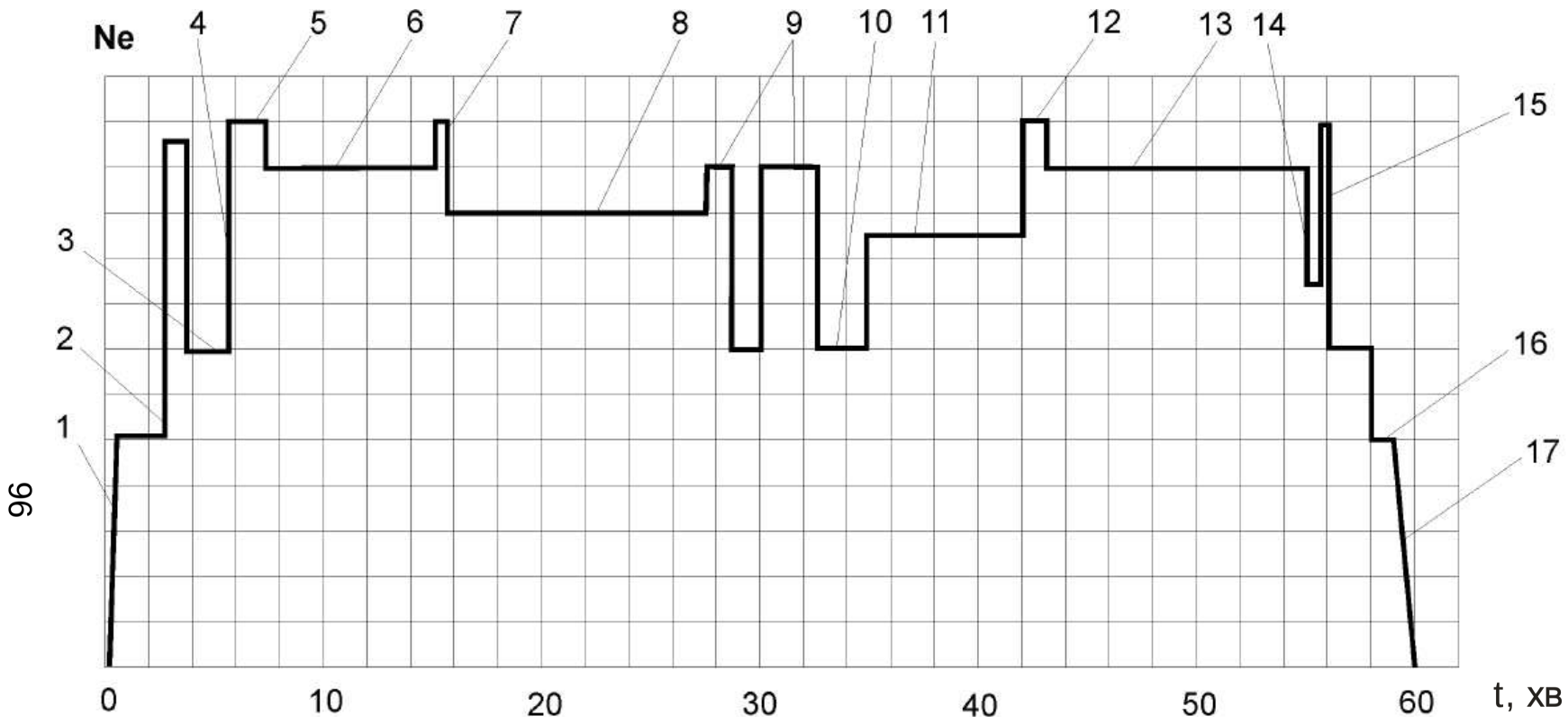


Рис. 11.46. Узагальнений польотний цикл вертольота:

1 – запуск; 2 – прогрівання; 3 – рулювання; 4 – зліт; 5 – висіння, набір висоти; 6, 8, 9, 11, 13 – горизонтальний політ; 7, 12 – горизонтальний політ ***Vmax***; 10, 14 – моторне планерування; 15 – гальмування і посадка; 16 – рулювання; 17 – зупинка

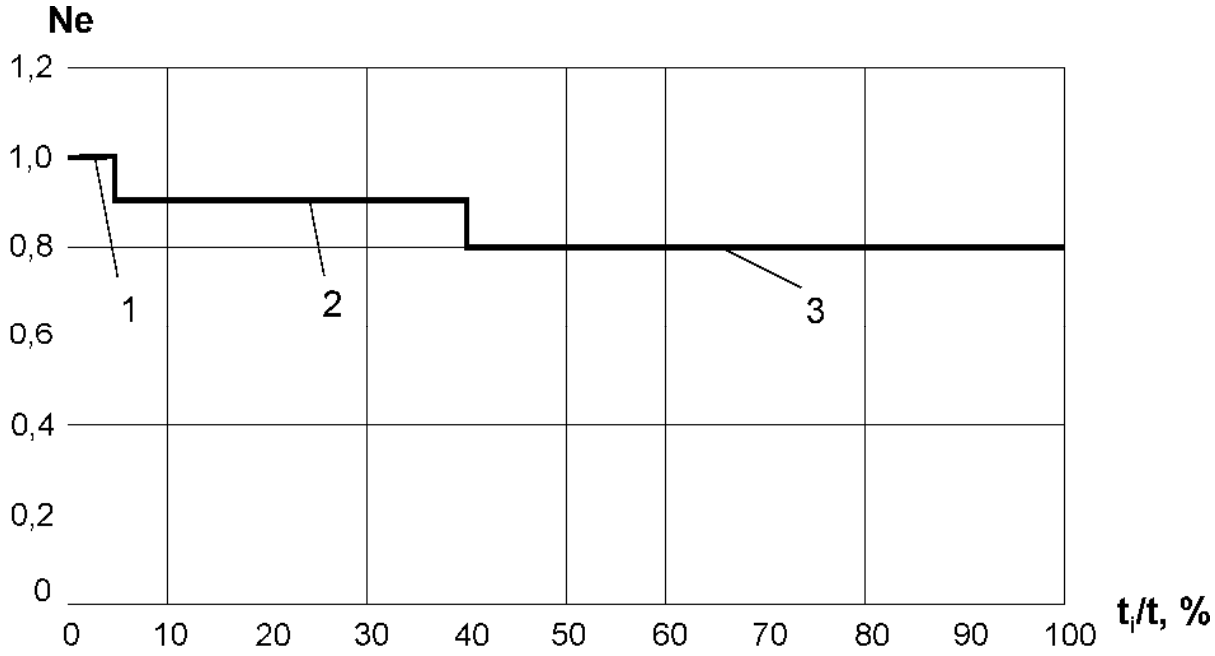


Рис. 11.47. Спрощена циклограма навантаження:
1 – режим максимальної потужності; 2 – номінальний режим;
3 – крейсерський режим

З урахуванням ККД і підведення потужності від двох двигунів момент, прикладений до шестірні третього ступеня, визначається виразом

$$T_5 = \frac{T_{max}}{2u_{5-6}} \cdot \eta_{з.п}^2 \cdot \eta_п^2, \qquad (11.25)$$

де $\eta_{з.п}$ – ККД зубчастої передачі; $\eta_п$ – ККД пари підшипників.

Прийнявши відповідно до даних роботи [8] $\eta_{з.п}$ = 0,95, $\eta_п$ = 0,997, отримаємо за формулою (11.25)

$$T_{5\,max} = (9450 / 2{,}647)\cdot 0{,}95^2 \cdot 0{,}997^2 = 3968 \text{ Н·м}.$$

Для розрахунку контактної міцності еквівалентне число циклів навантаження визначають за залежністю

$$N_{HE} = 60C\sum_{i-1}^{n} n_i t_i \left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^3, \qquad (11.26)$$

де C – число контактів зубів за один оберт; n_i – частота обертання зубчастого колеса на i-му режимі; t_i – число годин роботи зубчастого колеса на i-му режимі; T_i – обертальний момент, який діє на зубчасте колесо на i-

му режимі; T_{max} – максимальний момент, відповідний злітному режиму; n – число розрахункових режимів.

Визначимо еквівалентне число циклів для шестірні. Оскільки шестірня один раз за оберт вступає в контакт із колесом, то для неї C_5=1.

При заданому ресурсі t=5000 год тривалість робіт, відповідна різним режимам, буде дорівнювати:

$t_1 = t_{max}$ = 0,055000 = 250 год;

$t_2 = t_{ном}$ = 0,355000 = 1750 год;

$t_3 = t_{кр}$ = 0,65000 = 3000 год.

Визначимо обертальні моменти на шестірні та колесі, відповідні різним режимам навантаження:

$T_{5\,ном} = 0{,}9 \cdot T_{5\,max}$ = 3571 Н·м;

$T_{5\,кр} = 0{,}8 \cdot T_{5\,max}$ = 3174 Н·м.

Оскільки частота обертання шестірні прийнята постійною, то відповідно до формули (11.26)

$$N_{HE\,5} = 60 C_5 n_5 \sum_{i=1}^{3} \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3;$$

$N_{HE\,5}$= 6016,51·(1250+(0,9)$^{31750+(}$0,8)$^{33000)=}$ 119,6106.

Отримане еквівалентне число циклів для шестірні приблизно дорівнює базовому $N_{H\,lim}$=120·10^6, тому коефіцієнт довговічності Z_N приймаємо таким, що дорівнює одиниці.

Для колеса $N_{HE\,6} = 60 C_6 \cdot n_6 \sum_{i=1}^{4} \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3$.

$N_{HE\,6}$= 602246·(1250+0,931750+0,833000)= 90,36106.

Тут C_6 дорівнює двом, оскільки колесо контактує з двома шестернями.

Оскільки еквівалентне число циклів менше базового, то коефіцієнт довговічності Z_N для колеса дорівнює

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H0}}{N_{H6}}} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{90{,}36 \cdot 10^6}} = 1{,}048,$$

де N_{H0} – базове число циклів, що дорівнює 120106.

Допустиме контактне напруження визначає роздільно для шестірні та колеса за формулою

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\lim} Z_N}{S_H} Z_R Z_V, \qquad (11.27)$$

де $\sigma_{H\lim}$ – базова межа контактної витривалості; Z_N – коефіцієнт довговічності; S_H – коефіцієнт надійності; Z_R – коефіцієнт, що враховує шорсткість поверхонь зубів; $v = \frac{\pi n_5}{30} \cdot \frac{d_{w5}}{2} = \frac{3{,}14 \cdot 651}{30} \cdot \frac{0{,}136}{2}$ – коефіцієнт, що враховує колову швидкість.

Відповідно до рекомендацій, викладених в роботі [8], Z_R=1, Z_V=1,085, S_H=1,35.

Базову межу контактної витривалості для прийнятих значень твердості поверхонь визначають із залежності $\sigma_{H\lim}$ = 23 HRC.

Тоді K_H= 2360 = 1380 МПа; $\sigma_{H\lim 6}$ = 2357 = 1311 МПа.

Відповідно припустиме контактне напруження розраховують за формулою (11.27):

для шестірні $[\sigma]_{H5} = \frac{1380}{1{,}35} \cdot 1 \cdot 1{,}085 = 1109$ МПа

і колеса $[\sigma]_{H6} = \frac{1311 \cdot 1{,}048}{1{,}35} \cdot 1 \cdot 1{,}085 = 1104$ МПа.

Для розрахунку приймають найменше з обчисленого напруження, що допускається: σ_{HP}=1104 МПа.

У проектувальному розрахунку орієнтовне значення діаметра початкового кола шестірні (d_{w5}), мм, визначають за залежністю

$$d_{w5} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_5 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}, \qquad (11.28)$$

де K_d – допоміжний коефіцієнт, що приймається для прямозубих передач K_d = 770; T_5 – обертальний момент на шестірні, Н·м; $K_{F\beta}$ – коефіцієнт концентрації навантаження; ψ_{bd} – відносна ширина шестірні.

Величини ψ_{bd} та u прийняті як початкові дані, значення σ_{HP} і T_5 визначені вище. Значення $K_{H\beta}$ розрахуємо за даними роботи [12] залежно від схеми редуктора і величини ψ_{bd}: $K_{H\beta}$=1,1.

Тоді $d_{w5} = 770 \sqrt[3]{\frac{3968 \cdot 1{,}1}{0{,}8 \cdot 1104^2} \cdot \frac{2{,}647+1}{2{,}647}} = 141$ мм. Звідси знайдемо розрахункову величину модуля $m = 141/17$ = 8,30 мм і округлюємо її до

стандартного значення m = 8 мм. Діаметри шестірні і колеса, відповідно, дорівнюватимуть: $d_{w5} = m \cdot z_5$ = 8·17 = 136 мм, $K_F = K_{FV} \cdot K_{F\beta}$ =8·45= 360 мм.

Перевірочний розрахунок на контактну міцність

Розрахункове контактне напруження визначають за формулою

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H}{b_w \cdot d_w}} \cdot \frac{U \pm 1}{U} \geq [\sigma_H], \qquad (11.29)$$

де F_{tH} – колова сила в зачепленні; b_w – ширина зубчастого вінця; K_H – коефіцієнт розрахункового навантаження: $K_H = K_{HA} \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$.

Визначимо коефіцієнт навантаження. Приймемо коефіцієнт, що враховує зовнішнє динамічне навантаження, таким, що дорівнює одиниці [8]. Величину, як у попередньому розрахунку, приймаємо такою, що дорівнює 1,1. Значення коефіцієнта, який враховує розподіл навантаження між зубами, для прямозубих коліс приймаємо $K_{H\alpha}$=1.

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження, яке виникає в зачепленні:

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV} \cdot b_w}{F_{tH} \cdot K_{HA}}. \qquad (11.30)$$

Питома колова динамічна сила

$$W_{HV} = \delta_H g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \qquad (11.31)$$

де a_w – міжосьова відстань, яка дорівнює

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{136 + 360}{2} = 248 \text{ мм};$$

$$v = \frac{\pi n_5}{30} \cdot \frac{d_{w5}}{2} = \frac{3{,}14 \cdot 651}{30} \cdot \frac{0{,}136}{2} = 4{,}63 \text{ м/с}.$$

У цьому випадку δ_H=0,1; g_0=3,1.

Колова сила в зачепленні

$$F_{tH} = \frac{2T_{5H}}{d_{w5}} = \frac{3968 \cdot 2}{0{,}136} = 58\,353 \text{ Н}.$$

Тоді $W_{HV} = 0{,}1 \cdot 3{,}1 \cdot 4{,}63 \sqrt{\frac{248}{2{,}647}}$ =13,89 Н/м.

Визначимо величину коефіцієнта K_{HV}:

$$K_{HV} = 1 + \frac{13,89 \cdot 92}{58353 \cdot 1} = 1,022.$$

Тоді K_H=1,1·1,022=1,124.

Відповідно до рекомендацій [8] Z_E=190. Визначимо Z_ε:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \qquad (11.32)$$

де $\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}) = 1,88 - 3,2(\frac{1}{17} + \frac{1}{45})$=1,62.

Отже,

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,62}{3}} = 0,89;$$

$$Z_н = \frac{1}{\cos\alpha_{tw}} \sqrt{\frac{2}{tg\alpha_{tw}}} = \frac{1}{0,94} \sqrt{\frac{2}{0,364}} = 2,43.$$

Розрахункове значення контактного напруження:

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,43 \cdot 0,89 \sqrt{\frac{58353 \cdot 1,124}{92 \cdot 136} \cdot \frac{2,647 + 1}{2,647}} = 76,5\sqrt{6,71} = 1107 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконана: σ_H=1107 МПа ≈ 1104 МПа.

Перевантаження становить 0,27 %.

Перевірочний розрахунок зубів на згинальну витривалість

Визначимо припустиме напруження:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim\,b}}{S_F} Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_x; \qquad (11.33)$$

Тут

$$\sigma_{Flim\,b} = \sigma^0_{Flim\,b} \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A. \qquad (11.34)$$

Відповідно до рекомендацій [8] приймемо $Y_T = Y_Z = Y_A$=1; Y_g=0,75; Y_d=1,1.

Для сталі 12Х2Н4А базова межа згинальної витривалості $\sigma^0_{Flim\,b}$= 820 МПа, коефіцієнт безпеки S_F=1,55.

Тоді $\sigma^0_{Flim\,b}$ = 820110,751,110,927 = 627,1 МПа.

Підставимо $\sigma^{0}_{\mathrm{Flim\,b}}$ у вираз для допустимого напруження, заздалегідь визначивши $\mathrm{Y_N}$ – коефіцієнт довговічності за еквівалентним числом циклів зміни напруження $\mathrm{N_{FE}}$:

$$\mathrm{N_{FE}} = 60 \cdot \mathrm{C} \cdot \mathrm{n} \sum_{\mathrm{i-1}}^{\mathrm{n}} \left(\frac{\mathrm{T_i}}{\mathrm{T_{1F}}} \right)^{\mathrm{m}} \mathrm{t_i}. \qquad (11.35)$$

Оскільки базове число циклів при згині $\mathrm{N_{Flim}}$ = 4106 значно менше, ніж для контактної міцності, а $\mathrm{N_{FE}}$ в даному випадку буде більше розрахованого раніше, то і для шестірні, і для колеса еквівалентні числа циклів будуть більше базових, тобто коефіцієнт довговічності $\mathrm{Y_N}$ = 1.

Коефіцієнт, що враховує шерехатість перехідної поверхні, для шліфування і зубофрезерування приймають $\mathrm{Y_R}$ =1.

Коефіцієнт, що враховує розміри колеса:

– для шестірні: $\mathrm{Y_{X5}}$ = 1,05 - 0,000125 = 1,05 - 0,000125136 = 1,035;

– для колеса: $\mathrm{Y_{X6}}$ = 1,05 - 0,000125 = 1,05 - 0,000125360 = 1,005.

Підставивши вказані значення коефіцієнтів, отримаємо напруження, що допускається, при згині

$$[\sigma_{\mathrm{F}}] = \frac{\sigma_{\mathrm{Flim\,b}}}{1{,}55} \cdot 1 \cdot 45 \cdot 1 \cdot 1{,}035 = 627{,}1 \cdot 1{,}035 = 418{,}7 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт, що враховує градієнт напруження:

$$\mathrm{Y_\delta} = 1{,}082 - 0{,}172 \cdot \lg \mathrm{m} = 1{,}082 - 0{,}172 \cdot \lg 9 = 0{,}927.$$

Тоді $\mathrm{W_{FV}} = \delta_{\mathrm{F}} \cdot \mathrm{g_0} \cdot \mathrm{v} \sqrt{\frac{\mathrm{a_w}}{4}} = 0{,}11 \cdot 3{,}1 \cdot 4{,}63 \cdot \sqrt{\frac{248}{2{,}647}} = 15{,}28.$

Для прямозубих коліс з модифікованими головками приймемо δ_{F} =0,11.

Розрахункове згинальне напруження визначають як

$$\sigma_{\mathrm{F}} = \frac{\mathrm{F_{tF}}}{\mathrm{b} \cdot \mathrm{m}} \mathrm{K_F} \cdot \mathrm{Y_{FS}} \cdot \mathrm{Y_\beta} \cdot \mathrm{Y_\varepsilon} \le [\sigma_{\mathrm{F}}]; \qquad (11.36)$$

$$\sigma_{\mathrm{F}} = \frac{\mathrm{F_{tF}}}{\mathrm{b} \cdot \mathrm{m}} \mathrm{K_F} \cdot \mathrm{Y_{FS}} \cdot \mathrm{Y_\beta} \cdot \mathrm{Y_\varepsilon} \le [\sigma_{\mathrm{F}}].$$

Колова сила $F_{tF} = F_{tH}$ = 58353 Н, ширина зуба b = 92 мм, m = 8 мм.

Для прямозубих коліс коефіцієнт, що враховує нахил зубів, і коефіцієнт, що враховує перекриття зубів, можуть бути прийняті такими, що дорівнюють одиниці.

Коефіцієнти, що враховують форму зубів, залежать від числа зубів, і тому вони є різними для шестірні та колеса:

– для шестірні Y_{FS} = 4,25 (Z=17);

– для колеса Y_{FS} = 3,67 (Z=45).

Коефіцієнт навантаження $K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$.

Для прямозубих передач можна приблизно прийняти $K_{F\alpha}$=1.

Коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження за довжиною контактних ліній, визначимо за графіками [12]:

коли $K_{H\beta}$=1,1 і $b/m = {92}/{8}$ =11,5, то $K_{F\beta}$=1,1.

Коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження в зачепленні, розрахуємо за формулою

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \times b_w}{F_{tF} \times K_H} = 1 + \frac{15{,}28 \times 92}{58353 \times 1} = 1{,}024,$$

де b_w = 92 мм, F_{tF} = 58353 Н, K_A=1.

Тоді

$$K_F = K_{FV} \times K_{F\beta} = 1{,}1 \cdot 1{,}024 = 1{,}126.$$

Розрахункове значення згинального напруження для шестірні:

$$s_{F5} = \frac{58353}{92 \times 8} \times 1{,}126 \times 4{,}25 \times 1 \times 1 = 379{,}4 \text{ МПа}.$$

Для колеса σ_{F6} буде менше, тому що для нього коефіцієнт форми зуба Y_{FS} менший.

Тому умова згинальної міцності виконана:

$$\sigma_{F\text{розр}} \le [\sigma_F].$$

11.4.2. Муфти

11.4.2.1. Функціональне призначення, головні типи і розташування муфт у складі трансмісій вертольотів

Муфти використовують для з'єднання кінців валів з метою передавання обертального моменту без зміни кутової швидкості [9]. Крім того, муфти можуть компенсувати похибки розташування осей валів, бути демпферами крутильних коливань, забезпечувати плавний запуск і зупинку механізму, оберігати механізми від перевантаження і т.д. Муфти широко застосовують у приводах авіаційних механізмів, зокрема в трансмісіях вертольотів.

До вертолітних муфт висувають вимоги, загальні для муфт літальних апаратів: мінімальні деформації та напруження у валах, що з'єднуються ними, і в опорах, мінімальні втрати потужності, підвищена надійність, мінімальні габаритні розміри і маса.

За конструкцією, призначенням і принципом дії муфти дуже різноманітні. За ознакою керованості всі механічні муфти розподіляють на три основні типи: некеровані – не допускають роз'єднання валів у процесі роботи; керовані – дозволяють примусово з'єднувати і роз'єднувати ведучий і тягловий вали у процесі роботи; самокеровані – автоматично роз'єднують вали при зміні заданого режиму роботи.

Некеровані муфти за характером з'єднання валів розподіляють на такі: глухі – для постійного жорсткого з'єднання строго співвісних валів; компенсуючі – для з'єднання валів із незначними взаємними зміщенням та перекосами осей, спричиненими похибками виготовлення і монтажу; пружні – для запобігання динамічним навантаженням.

Керовані муфти бувають кулачкові і зубчасті, призначені для з'єднання та роз'єднання валів при майже однакових кутових швидкостях, а також фрикційні – для плавного з'єднання ведучого та тяглового валів за будь-якою різницією їх кутових швидкостей.

Самокеровані муфти розділяють на такі: відцентрові – для автоматичного з'єднання або роз'єднання валів із заданою кутовою швидкістю ведучого вала; обгінні – для передачі моменту виключно у заданому напрямку та лише за умови однаковості кутових швидкостей; запобіжні – для оберігання деталей машин від перевантажень.

Головною характеристикою муфти є розрахунковий крутильний момент, де $T_р$ і $T_н$ – відповідно розрахунковий і номінальний крутильні моменти; K_1 – коефіцієнт безпеки; K_2 – коефіцієнт режиму роботи.

В авіаційних механізмах застосовують як стандартні, так і спеціальні нестандартні муфти.

Залежно від того, які вузли і агрегати вертольота зв'язують муфти, що використовують у трансмісіях вертольотів, їх умовно можна розбити на дві групи [4]:

1) муфти, розташовані між двигуном і головним редуктором вертольота (редуктором несучого гвинта);

2) муфти, що забезпечують передачу потужності до хвостового гвинта, а також муфти, що з'єднують синхронізуючі вали і т.п.

Основні типи і характеристики муфт першої групи наведені в табл. 11.6.

Таблиця 11.6

Муфти першої групи

Найменування вертольота	Максимальний крутильний момент, Нм	Частота обертання, об/хв	Тип муфт
Мі-1	2620	1581	Пружні з гумовими втулками
Мі-2	450	5904	Універсальні шарніри (кардани)
Мі-4	4850	2400	Пружні з гумовими втулками
Мі-6	–	8304	Зубчасті
Мі-8	710	15000	Зубчасті
Но-15	–	754	Кулачкові та фрикційні
Но-25К	340	19000	Пружні з гумовими елементами
Но-26	2700	865	Пружні з гумовими елементами
V-44	–	–	Пружні пластинчаті

Трансмісійні вали, що сполучають двигун і редуктор несучого гвинта, зазвичай складаються з двох муфт і ресори. Проміжні опори відсутні. Одна з муфт часто працює в зоні нагрітих частин двигуна, що необхідно враховувати у процесі розроблення, конструювання та випробування муфт. З'єднання головних валів з головним редуктором здійснюється муфтою вільного ходу.

Основні типи і характеристики муфт другої групи наведені в табл. 11.7.

Таблиця 11.7

Муфти другої групи

Найменування вертольота	Максимальний крутильний момент, Нм	Частота обертання, об/хв	Тип муфт
Мі-1	143	2263	Карданні
Мі-2	215	2467	Карданні
Мі-4	486	2400	Карданні
Мі-6	4300	2065	Зубчасті
Мі-8	790	2596	Зубчасті
S-58	284	3150	Пружні гумові
V-44	215	4300	Пружні пластинчаті
СН-47С	2520	7065	Пружні пластинчаті

11.4.2.2. Конструкція і основи розрахунку муфт різних типів

11.4.2.2.1. Пружні муфти

Для пом'якшення динамічних навантажень і зниження інтенсивності коливань вали з'єднують пружними муфтами. Пружні муфти допускають, крім того, деяку компенсацію неспіввісності взаємного положення валів.

Пружна муфта складається з двох напівмуфт і пружних елементів, які виконують металевими (пластинчаті диски або сталеві пружини) або неметалевими (гумові або пластикові).

При динамічних навантаженнях пружні муфти акумулюють і частково розсіюють енергію. За допомогою пружних муфт можна вийти з резонансу і запобігти появі резонансних коливань. Енергія в муфтах розсіюється під впливом зовнішнього і внутрішнього тертя в матеріалі пружних елементів. У муфтах із сталевими пружинами вирішальне значення має зовнішнє тертя, в муфтах із неметалічними пружними елементами – внутрішнє тертя.

А. Муфти з гумовими пружними елементами

Муфти з гумовими пружними елементами мають такі переваги:

– здатність акумулювати велику кількість енергії на одиницю маси – в 10 разів більше, ніж у муфт із пружинної сталі;

– значна демпфірувальна здатність;

– електроізолююча здатність.

Муфти з гумовими пружними елементами високоеластичні, компактні, надійні і не складні в експлуатації, мають добрі амортизаційні властивості. У технологічному відношенні вони простіші, ніж муфти зі сталевими пружними елементами. Недоліками цих муфт є такі: структурні зміни під

впливом зовнішніх дій і, як наслідок, поступова зміна пружних властивостей; незначне кутове зміщення 20...30 ′(для швидкохідних муфт 10...5 ′); велика нерівномірність навантаження гумових блоків за умови стиснення і розтягування. Як наслідок цього гума руйнується: відбувається розтріскування розтягнутих зон гумових блоків. Тому довговічність гумових пружних елементів менша, ніж сталевих.

У муфтах застосовують [2] пружні гумові елементи, що працюють на рівномірне і нерівномірне стискування, на складний опір із переважанням стискування, на згин, зрушення, на зрушення із стискуванням і згин, на кручення.

Пружна муфта (рис. 11.48) складається з двох металевих напівмуфт і гумових блоків, приклеєних до лопаток напівмуфт за умови вулканізації гуми.

Коли розробляють конструкцію пружної муфти, визначають геометричні розміри металевих і гумових елементів (рис. 11.49) і характеристики жорсткості пружних муфт. Головні рекомендації до вибору параметрів елементів пружної муфти:

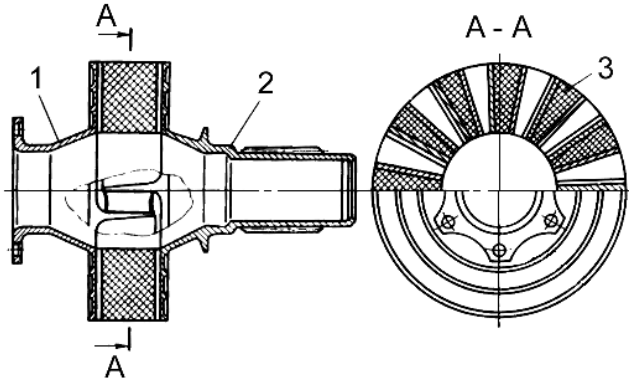


Рис. 11.48. Пружна муфта:
1, 2 – напівмуфти;
3 – гумові блоки

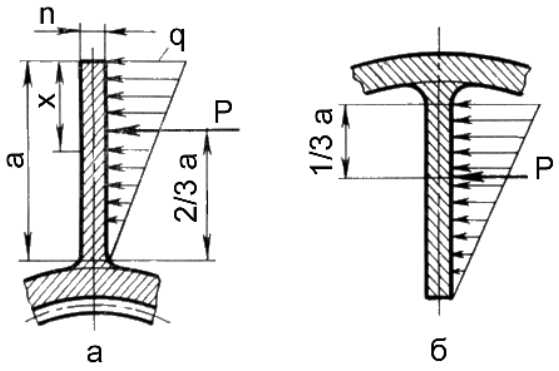


Рис. 11.49. Схема навантаження напівмуфт:
а – внутрішня напівмуфта;
б – зовнішня напівмуфта

– співвідношення зовнішнього і внутрішнього діаметра блоків не повинно перевищувати 1,8...2,0;

– з достатньою для практики точністю можна допускати, що всі гумові блоки сприймають однакові сили від крутильного моменту:

$$P = \frac{M_{кр}}{zR_{сер}}, \qquad (11.37)$$

де $M_{кр}$ – крутильний момент, що діє на муфту; z – кількість блоків; $R_{сер} = {(R + r)}/{2}$ (R і r – зовнішній і внутрішній радіуси блоку відповідно);

– ширина блока b, що визначається величиною допустимого напруження зрушення гуми (b/R =0,2...0,4);

– напруження стискування у блоках приймають таким: 1,5...2,5 МПа (менше за значення для швидкохідних муфт), напруження зрушення τ –

0,08...0,14 МПа.

Розрахункові значення радіальної та згинальної жорсткості [4] пружної муфти дозволяють оцінити власну частоту згинальних коливань сполучних валів трансмісії вертольота.

Напівмуфти виготовляють із легованих сталей типу 40Х2Н2МА, 40ХНМА або з алюмінієвих сплавів; пружні елементи – зі спеціальних марок гум (наприклад, у муфті головного вала вертольота Ка-26 використано гуму марки 2462).

Б. Муфти з металевими пружними елементами

У муфтах застосовують [1, 2] металеві диски (пластинчаті муфти), радіальну і крутильну жорсткість яких можна порівняти з радіальною та крутильною жорсткістю валів, що з'єднуються. Муфти використовують для передачі великих крутильних моментів за великих колових швидкостей, забезпечуючи надійність і необхідний ресурс трансмісії з мінімальними витратами на експлуатаційний період.

Муфти (рис. 11.50) складаються з двох напівмуфт і пружної ланки, що є набором із тонких сталевих пластинчатих дисків, які скріплюють болтами з напівмуфтами.

Пластинчаті пружні муфти виготовляють зі сталі 2ЗХ15Н 5АМЗ-Ш-Н1 із фторопластовим покриттям.

При використанні пружної пластинчатої муфти трансмісійного вала максимальний кут перекосу осей допускається не більше 30 ′ (монтажний кут – 15 ′).

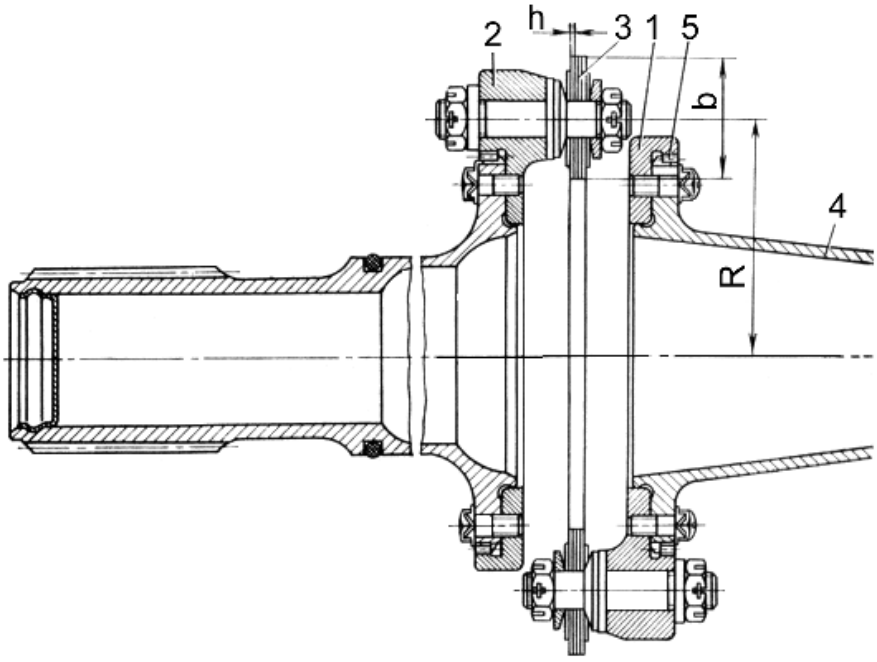


Рис. 11.50. Муфта із пружним елементом у вигляді набору сталевих дисків:
1, 2 – напівмуфти; 3 – набір сталевих дисків; 4 – ресора;
5 – шліцьове з'єднання

За динамічних навантажень пружні муфти акумулюють і частково розсіюють енергію завдяки зовнішньому тертю між пластинами і внутрішньому тертю у матеріалі пружних елементів. У муфтах зі сталевими пружинами вирішальне значення має зовнішнє тертя. Завдяки використанню пружних муфт можна позбутися резонансу.

Найважче при проектуванні цих муфт – це розрахунок на міцність пружного диска і визначення характеристик жорсткості муфти. Методика розрахунку муфти наведена в роботі [4].

11.4.2.2.2. Компенсуючі муфти

Ці муфти застосовують для з'єднання валів із несоосними осями та з деформованою основою [2]. Вони компенсують невеликі радіальні, осьові, кутові або комбіновані зміщення. Неточність монтажу може бути причиною зміщень, деформації вузлів кріплення агрегатів, що з'єднуються, при експлуатації вертольота, а в деяких випадках зміщення заздалегідь регламентуються при збиранні трансмісійних валів на вертольоті.

Робота компенсуючих муфт пов'язана з витратами потужності на подолання сил тертя при переміщеннях окремих їх елементів відносно один одного або з деформацією пружного елемента муфти. Виникнення згинального моменту $M_{зг}$ у місці установлення муфт знижує ресурс деталей валів, спричиняє вібрації в з'єднаних агрегатах трансмісії.

Конструкцію компенсуючої муфти та її параметри визначають крутильний момент, кутова швидкість ω і необхідний кут перекосу α.

У вертолітних трансмісіях застосовують такі типи компенсуючих муфт:

– зубчасті;

– шарнірні (карданні) із шліцьовим з'єднанням.

А. Зубчасті муфти

Зубчасті муфти (рис. 11.51) компактні, високотехнологічні, мають стабільні експлуатаційні властивості. Їх недоліками є: необхідність змазування і періодичного контролю при експлуатації, незначний допустимий кут перекосу. Муфти можуть передавати $M_{кр}$ від 800 до 1106 Н·м (фактично $M_{кр}$ регламентовані від 400 до 7000 Н·м при n = 3000 об/хв).

Зуби муфт повинні мати високу контактну міцність, що забезпечується їх великою поверхневою твердістю, не меншу за 58 HRC. При зміні кута перекосу від 0 до 1°30′ напруження зминання $\sigma_{зм}$ збільшується більш ніж в три рази. Зуби втулок та обойм мають звичайний евольвентний профіль. Нині у вертольотних трансмісіях використовують зубчасті муфти з кутами зачеплення $\alpha_д$=20° і $\alpha_д$=30°.

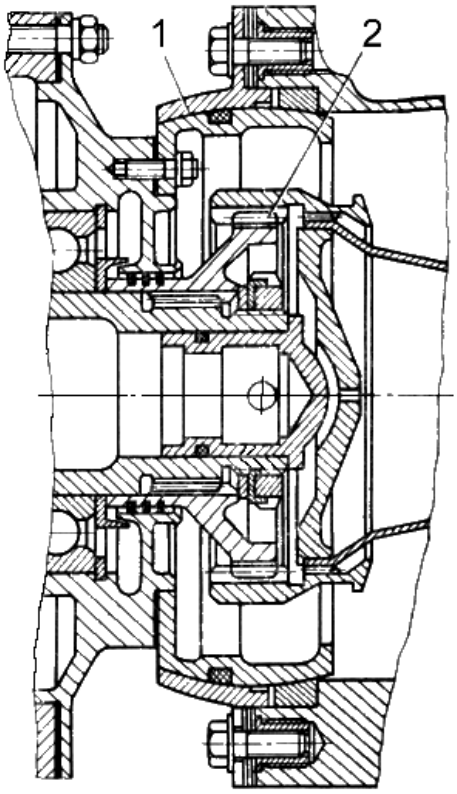


Рис. 11.51. Сполучні муфти вала двигуна з валом головного редуктора вертольота Мі-8:
1 – сферичні центруючі поверхні; 2 – зубчаста муфта

Центрування напівмуфт здійснюють по зовнішньому діаметру сферичних зубів або за спеціальними центруючими поверхнями, що забезпечують перекіс напівмуфт. Для однакової міцності зубів втулок і обойм зачеплення зазвичай корегують. Кількість зубів кожного вінця – 30 – 80 залежно від розміру.

Для компенсування лінійних і кутових похибок розташування валів, що з'єднуються, необхідно:

– зубчасте з'єднання виконувати з бічним зазором;

– заготовку втулки під нарізку зубів обточувати за сферичною поверхнею;

– зубу надавати діжкоподібну форму.

Коли муфта працює, контактуючі зуби за кожен оберт прослизають один щодо одного в осьовому напрямку, тому головним критерієм працездатності муфт є зносостійкість зубів. Розміри муфт залежать від розрахункового моменту, який визначають за найбільшим крутильним моментом, що тривало діє, передається муфтою:

$$M_{кр.розр} \le k_1 \cdot k_2 \cdot M_{кр}.$$

Тут k_1 – коефіцієнт безпеки (k_1=1,8); k_2 – коефіцієнт умов роботи муфти (k_2=1,3).

Після цього розрахунку перевіряють умову міцності за найбільшим крутильним моментом, що короткочасно діє:

$$M_{кр.\,max} \le 2M_{кр}.$$

Момент $M_{кр}$ для муфт вибирають відповідно до розрахунку контактного напруження, що пропорційний ширині зубів b і квадрату діаметра ділильного кола $d_д$:

$$M_{кр} = G \cdot b \cdot d_д^2,$$

де G – коефіцієнт пропорційності G=11,25.

Методика розрахунку зубчастих муфт з некоригованими зубами за напруженням зминання та зубчастих муфт із діжкоподібними зубами на контактну і згинальну міцність наведена у роботах [4, 9]. Довговічність зубчастих муфт обмежується зносом зубів.

Б. Шарнірні (карданні) муфти

Шарнірна муфта (з використанням шарніра Гука) зображена на рис. 11.52. Шарнірна муфта [1, 2] може передавати момент $M_{кр}$ до $3 \cdot 10^6$ Н·м з кутовим зміщенням до 45°. Напівмуфти шарнірних муфт виконують у вигляді вилок, розташованих один відносно одного під прямим кутом і з'єднаних шарніром із проміжним тілом, що зазвичай має форму хрестовини з шарніром. У шарнірах є підшипники ковзання або кочення, що час від часу потребують контрольованого змазування.

Шарнірні муфти технологічно складніше зубчастих, і їх застосування доцільне лише за наявності великого кутового зміщення між валами (монтажного і експлуатаційного). Обертання веденого вала одинарної шарнірної муфти, якщо він не є співвісним з ведучим, відбувається нерівномірно за умови рівномірного обертання веденого вала.

Співвідношення між кутовими швидкостями веденого ω та ведучого ω_0 валів (тобто миттєве передавальне відношення):

$$\frac{\omega}{\omega_0} = \frac{\cos\gamma}{1 - \sin^2\gamma \cdot \cos^2\alpha'}, \qquad (11.38)$$

де γ – кут між осями валів; α' – кут оберту ведучого вала від деякого початкового положення.

Змінне миттєве передавальне відношення шарнірної муфти приводить до додаткових динамічних навантажень; можливі також удари при вибірці зазорів у різні боки. Синхронність обертання веденого вала муфти можна забезпечити встановленням двох послідовно з'єднаних шарнірних муфт із проміжним валом. Осі ведучого та веденого валів мають складати однакові кути з проміжним валом, а вилки на обох кінцях проміжного вала

мають лежати в одній площині. Синхронність може бути також досягнута застосуванням спеціальних синхронних шарнірних або здвоєних муфт [4].

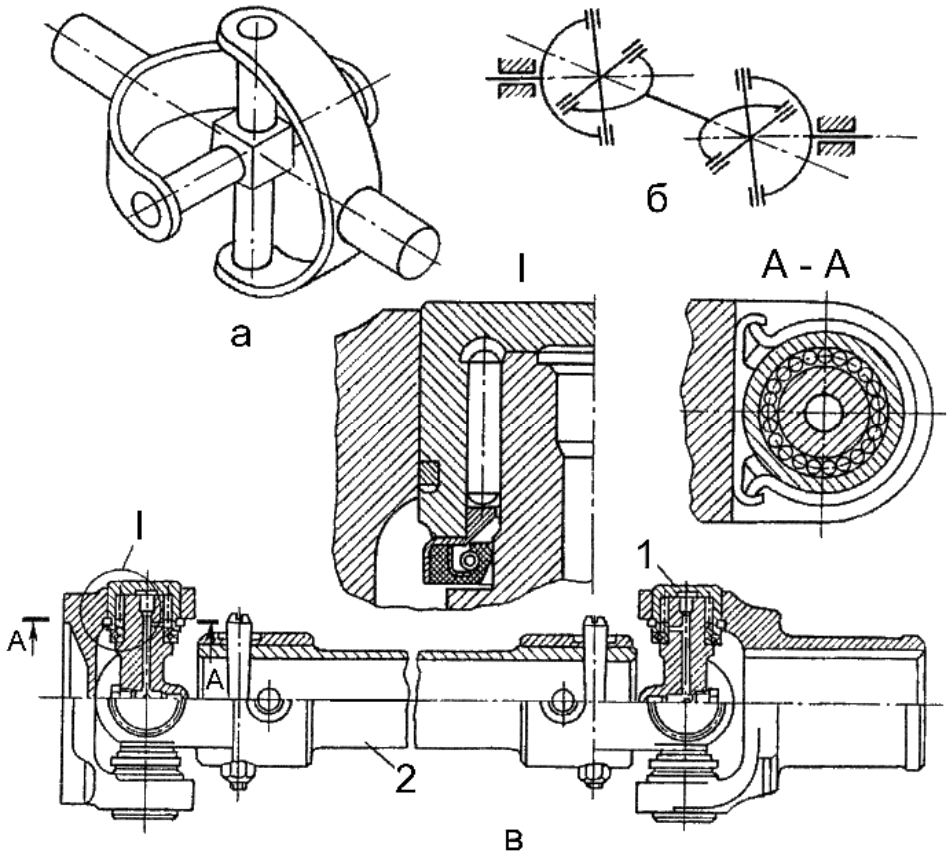


Рис. 11.52. Шарнірна (карданна) муфта:
а – простий шарнір; б – здвоєний шарнір;
в – секція вала з шарнірами Гука:
1 – хрестовина шарніра; 2 – ресора

Коефіцієнт нерівномірності обертання веденого вала

$$k = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_0} = tg\ \gamma \cdot \sin\ \gamma. \qquad (11.39)$$

Якщо кут γ невеликий, то:

$$k \approx \gamma^2 \ (\gamma \text{ – в радіанах}). \qquad (11.40)$$

Експлуатація шарнірних муфт на великих кутових швидкостях обертання та значних передавальних крутильних моментах $M_{кр}$ призводить до виникнення крутильних і згинальних коливань, які можуть суттєво впливати на ресурс вала.

Шарнірні муфти розраховані на обмеження питомого тиску [9] відповідно до тиску в шарнірах p = 35...40 МПа.

У вертольотних трансмісіях останнім часом шарнірні муфти використовують головним чином для приводу допоміжних агрегатів силової установки (вентиляторів, коробок приводів і т.п.).

11.4.2.2.3. Муфти зчеплення

Якщо необхідною є плавна передача крутильного моменту від працюючого поршневого двигуна на вал несучого гвинта, то застосовують муфти зчеплення. Фрикційні та кулачкові муфти у трансмісіях вертольотів використовують як зчіпні муфти.

Робота фрикційних муфт основана на створенні сил тертя між елементами муфти [2]. Сили тертя регулюються силою стискування тертьових поверхонь. Тому фрикційні муфти допускають плавне зчеплення при будь-якій швидкості з регулюванням часу приєднання. У початковий період приєднання фрикційної муфти в ній відбувається ковзання. Якщо рух сталий, ковзання відсутнє.

Найбільше застосовують багатодискові муфти, у яких робочими поверхнями є плоскі бічні поверхні дисків. Кількість дисків не повинно перевищувати 8...12. Це пов'язано з нерівномірністю сил стискування внаслідок тертя на шліцах і з поганою властивістю розчеплення за великою кількістю дисків.

Фрикційні муфти бувають:

– нормально розімкненими, такими, що розімкнені при непрацюючому механізмі керування;

– нормально замкнутими, такими, що за припинення роботи механізму керування зчеплені під дією його пружини.

Основне застосування мають нормально розімкнені муфти.

Як приклад розглянемо комбіновану муфту редуктора двигуна вертольота Ка-15 [4]. Комбінована муфта редуктора складається з фрикційної і кулачкової муфт (рис. 11.53).

Фрикційна муфта призначена для від'єднання головного редуктора від двигуна при його запуску, а також для плавного розкручування несучих гвинтів після запуску двигуна і складається з корпусу сателітів 1, дев'яти ведучих і десяти ведених дисків, маточини комбінованої муфти 2 і поршня 3 з поршневим кільцем.

Кулачкова муфта складається з рухомого фланця 4 з чотирма торцевими зубами та кулачкового фланця, виготовленого як єдине ціле з корпусом сателітів 1. Вісім глухих отворів із верхнього боку фланця призначено для встановлення пружин, що постійно віджимають рухомий фланець до кулачків на корпусі сателітів. Внутрішніми евольвентними шліцами рухомий фланець встановлений на шліци вивідного вала 5, уздовж якого він може переміщатися. Механізм керування муфтами призначений для послідовного приєднання фрикційної і кулачкової муфт.

Приєднання та від’єднання муфт здійснюється обертом валика 6. Повертання валика приводить до обертання вилчатих важелів 7.

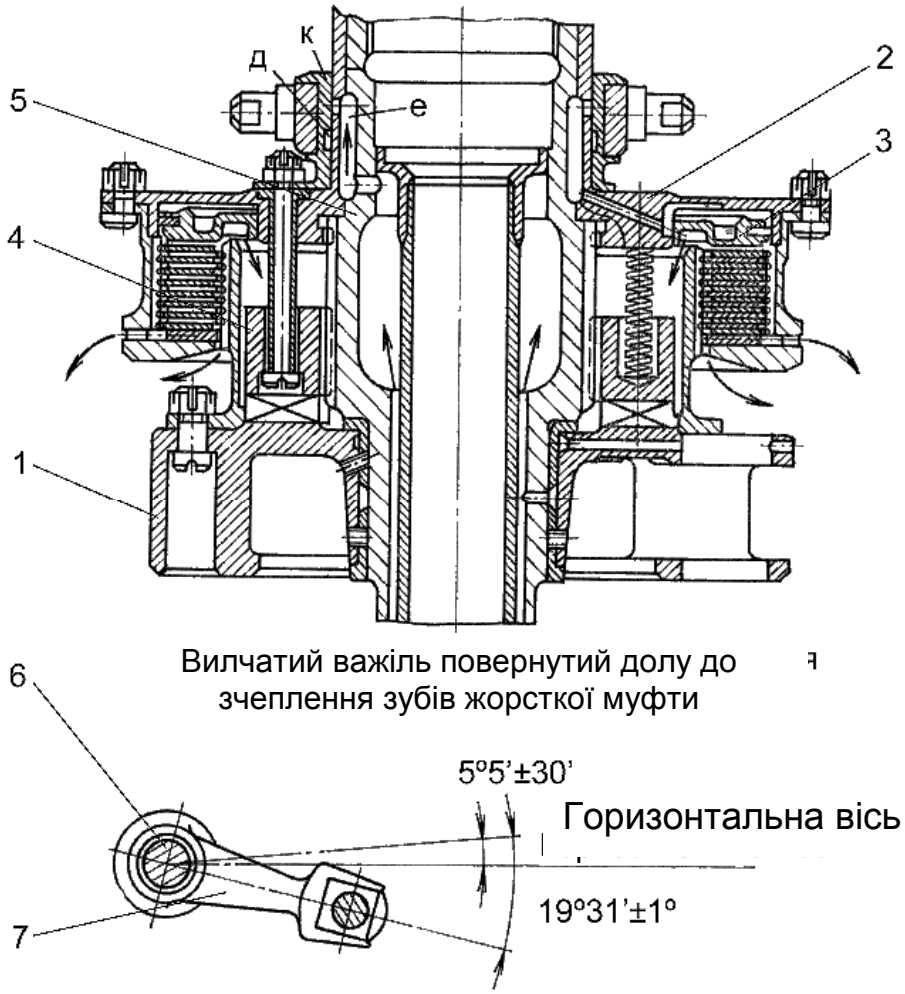


Рис. 11.53. Комбінована муфта (фрикційна і кулачкова)

У початковий момент, коли двигун запускається, обидві муфти вимкнені. В цьому випадку вильчаті важелі 7 знаходяться у верхньому положенні, рухомий фланець 4 піднятий вгору до упору у маточину комбінованої муфти. Пружини при цьому стиснуті.

Потім у міру набору обертів двигуном включається фрикційна муфта. Коли вильчаті важелі повертаються долу на кут 6°47±30′ від крайнього верхнього положення, в порожнину над поршнем подається мастило. Мастило, надходячи з мастилопомпи, тисне на поршень, поршень стискає ведучі та ведені диски і тим самим умикає фрикційну муфту. У цьому положенні кулачкова муфта не ввімкнута і передача крутильного моменту від корпусу сателітів вертикальному вивідному валу передається через фрикційну муфту. Внаслідок цього йде плавне розкручування несучих гвинтів вертольота.

Початок приєднання кулачкової муфти здійснюється поворотом вильчатого важеля на кут 9 °31 ′ ± 1 ° від крайнього верхнього положення. У цьому положенні фрикційна муфта не вимкнена, оскільки мастило ще подається в порожнину над поршнем.

Повертання вильчатого важеля на кут 19°31′+1° від крайнього верхнього положення веде до повного приєднання кулачкової муфти. При цьому положенні відсутня подача мастила і фрикційна муфта буде вимкнена. Пружини повністю вводять у зачеплення кулачки рухомого фланця 4 у відповідні кулачки на корпусі сателітів 1, і кулачкова муфта, через яку здійснюється передача потужності двигуна вертикальному валу головного редуктора і далі несучим гвинтом вертольота, включається.

На режимах авторотації, коли двигун працює на малій частоті обертання або взагалі зупинений, рухомий фланець 4 розчіпляється по зубах із корпусом сателітів і відбувається розрив кінематичного зв'язку між двигуном і несучим гвинтом.

Фрикційні муфти розраховують за номінальним моментом із допустимими перевантаженнями.

За вибраних радіальних розмірів дискової муфти потрібну кількість поверхонь тертя визначають таким чином:

$$i \geq \frac{\beta M_{кр}}{\pi(R^2 - r^2) R_{сер} \cdot [p] \cdot f}, \qquad (11.41)$$

де β – коефіцієнт запасу зчеплення (β=1,25...1,5); $M_{кр}$ – крутильний момент; R і r – зовнішній і внутрішній радіуси кільцевої поверхні тертя (фрикційних дисків), рекомендоване співвідношення r/R = 0,5...0,7; $R_{сер} = (R + r)/2$ – середній радіус поверхні тертя; f – коефіцієнт тертя (f = 0,3 – пресований матеріал на основі "азбест-сталь" f = 0,4 – "металокераміка – загартована сталь"); p – допустимий тиск: p = 2...3·10^2 кПа – пресований матеріал на основі "азбест-сталь", p = 2...4·10^2 кПа – "металокераміка – загартована сталь"); i – чисельність пар поверхні тертя.

Необхідна сила стискування дисків

$$Q = \frac{\beta \cdot M_{кр}}{R_{сер} \cdot i \cdot f}. \qquad (11.42)$$

11.4.2.2.4. Муфти вільного ходу (МВХ)

Муфти вільного ходу є обов'язковими елементами трансмісій вертольотів. Вони, як правило, конструктивно входять до складу головного редуктора і з'єднують вхідні швидкохідні вали з першим ступенем механізму редукції [6]. Головне призначення МВХ на вертольоті – автоматичне від'єднання вала двигуна, що відмовив, від редуктора і забезпечення безпеки польоту на авторотації або з одним працюючим двигуном. Крім того, МВХ забезпечують можливість різнорежимної роботи двигунів у процесі їх почергового випробування на землі.

Залежно від принципу дії розрізняють храпові та фрикційні МВХ. Храпові МВХ працюють за принципом зачеплення. Фрикційні діють

внаслідок заклинювання між ведучою і веденою ланками допоміжних елементів (кульок, роликів, клинів і т.п.).

В авіаційній техніці широко використовують роликові фрикційні МВХ для передачі моментів від 500 до 5000 Н·м при n = 2600...11700 об/хв. Це обумовлено численними перевагами роликових МВХ, головними з яких є такі:

– здатність передавати великі навантаження малих габаритних розмірів;

– високі відносні швидкості ланок і невеликі моменти від сил тертя протягом вільного ходу;

– заклинювання з мінімальним кутом відносного повертання ланок, легкість розклинювання;

– технологічність;

– простота експлуатації та ремонту.

Головні конструктивні елементи роликової муфти вільного ходу – зірочка, обойма, що заклинюють ролики та притискний пристрій.

Призначення притискного пристрою полягає в тому, щоб забезпечувати контакт заклинюючих роликів з обоймою і зірочкою. При цьому досягається усунення "мертвого ходу" в період заклинювання МВХ, тобто забезпечується готовність муфти до миттєвого заклинювання і одночасне заклинювання всіх роликів. Крім того, притискний пристрій сприяє рівномірному розподілу навантаження як між роликами, так і по довжині кожного з них.

Розрізняють притискні пристрої індивідуальні і групові (сепараторні).

Сепараторні притискні пристрої допускають значно велику швидкість відносного руху ланок у період вільного ходу порівняно з індивідуальними притисками і дозволяють розміщувати велику кількість роликів у МВХ. Це забезпечує високу здатність навантаження муфт та їх широке застосування в трансмісіях вертольотів.

За конструктивними особливостями МВХ редукторів вертольотів підрозділяють на два головні типи: 1) із пружинними притискними пристроями; 2) із фрикційними притискними пристроями.

Застосовують також конструкції муфт із комбінованими притискними пристроями, що мають пружинний і фрикційний елементи. До першого з указаних типів відносяться, наприклад, МВХ редукторів ВР-2, ВР-8, а до другого – МВХ редукторів Р-5 і Р-7.

Як приклад на рис. 11.54 показана конструкція МВХ редуктора Р-5.

У процесі роботи МВХ при відносному зміщенні зірочки 2 і обойми 1 внаслідок фрикційної взаємодії торців роликів 3 з нажимним 6 і упорним 5 кільцями відбувається переміщення сепаратора 4 з роликами відносно зірочки. Підтискання нажимного та упорних кілець до поверхонь торців роликів здійснюється пружиною 7. При зміщенні зірочки відносно обойми у напрямі передачі крутильного моменту ролики закочуються у вузьку

частину клинового простору, що забезпечує приєднання МВХ. У період вільного ходу, коли частота обертання обойми вища за частоту обертання зірочки, фрикційні сили переміщають сепаратор з роликами в протилежному напрямку до обмежувальних упорів, виконаних на зірочці і сепараторі.

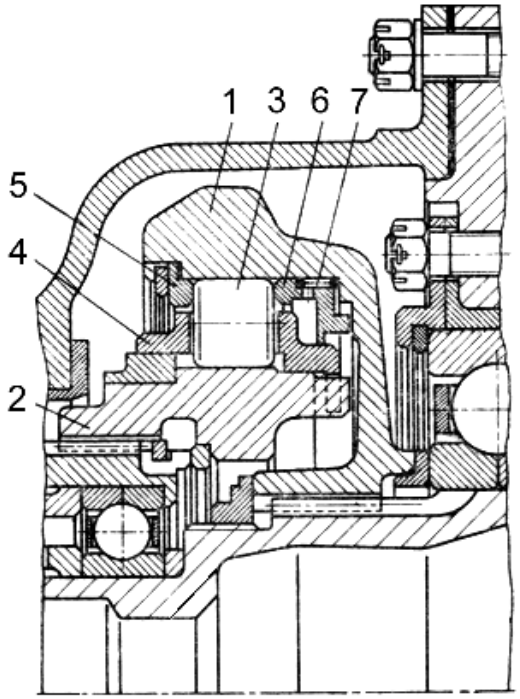


Рис. 11.54. Конструкція МВХ редуктора Р-5:
1 – обойма; 2 – зірочка; 3 – ролики; 4 – сепаратор; 5 – упорне кільце;
6 – нажимне кільце; 7 – пружина

При цьому ролики виходять із взаємодії з робочими майданчиками зірочки. Таке виконання притискного пристрою забезпечує мінімальні втрати на тертя і виключає зношування робочих майданчиків зірочки в період вільного ходу МВХ.

Сепаратори МВХ редукторів Р-5 і Р-7 першої серії виготовляють із алюмінієвих сплавів Д1Т і Д1; сепаратори МВХ редукторів Р-7 другої серії – із бронзи АЖН 10-1-1.

Вибір конструктивних параметрів деталей МВХ. З метою зменшення габаритних розмірів МВХ необхідно застосовувати якомога більшу кількість роликів і забезпечувати більш рівномірний контакт їх з обоймою і зірочкою. Рівномірність розподілу тиску за довжиною роликів може бути підвищена, якщо виготовити злегка випуклі ролики (з бомбиною) або ролики з невеликою конусністю на кінцях.

Точність виготовлення сепаратора і зірочки дуже впливає на рівномірність розподілу навантаження між роликами та за довжиною кожного з них, а в процесі тривалої експлуатації – на зносостійкість матеріалу сепаратора. Застосування сепараторів з алюмінієвих сплавів показало, що вони мають незадовільну зносостійкість. Вищу зносостійкість

мають бронзові та сталеві сепаратори. Досвід експлуатації та результати досліджень високооборотних МВХ вертольотів свідчать про доцільність використання полегшених сепараторів і необхідність підвищення якості їх динамічного балансування. З'єднання сепаратора із зірочкою має забезпечувати легкість і плавність ходу сепаратора, оскільки його заїдання неминуче призводить до порушення працездатності муфти.

Особлива увага при проектуванні МВХ має бути сконцентрована на точності центрування зірочки, обойми і сепаратора. При ексцентричному розташуванні зірочки відносно обойми ролики заклинюються під різними кутами, що може призвести до значного перевантаження одних роликів, тоді як інші можуть зовсім не передавати моменту.

Рекомендована кількість роликів у сепараторі для вертолітних МВХ z_p = 8...20 шт. Величини параметрів $K_1 = D/d$ і $K_2 = \ell_p/d$ (де ℓ_p – довжина ролика, d – діаметр ролика, D – діаметр отвору обойми) доцільно вибирати в межах K_1 = 7...10 і K_2 = 1,5...4.

Обойми і зірочки МВХ редукторів вертольотів виготовляють із цементованої сталі 12Х2Н4А (глибина цементації 1,0...1,7 мм, HRC>60).

Для виготовлення роликів рекомендують застосовувати сталі ШХ15 (HRC 59...63), У8А (HRC 60...62), У10 (HRC 59...62), ХВГ (HRC>62).

Шорсткості контактних поверхонь основних деталей високооборотних МВХ мають відповідати 7-9-у класам. Досвід експлуатації МВХ, що мають 9-й клас шорсткості робочих поверхонь обойми і зірочки, свідчить про високий рівень їх працездатності й надійності як у період вільного ходу, так і при заклинюванні.

Великий вплив на ефективну роботу МВХ має кут заклинювання α – кут між дотичними, проведеними крізь точку зіткнення ролика з обоймою і зірочкою. Для зменшення впливу похибок виготовлення і зносу деталей на величину кута заклинювання роликів робочі поверхні зірочки рекомендується виконувати не плоскими, а циліндричними з напрямними у вигляді кола, архімедової або логарифмічної спіралі.

Питання вибору кута заклинювання ролика при проектуванні роликових МВХ зазвичай вирішують на підставі дослідних даних їх конструювання і експлуатації. Для МВХ, що саморозклинюються, кути заклинювання вибирають у межах $3° < \alpha < 5°30'$, а допущення на величину кута заклинювання становить ± 15.

Розрахунок МВХ. Повний цикл руху ланок МВХ містить чотири періоди: вільний хід, заклинювання, заклинений стан, розклинювання.

Головними критеріями працездатності МВХ є [2]:

– здатність муфти заклинюватися без пробуксовування;

– контактна міцність і втомна витривалість найбільш навантажених елементів;

– відсутність підвищеного зносу робочих поверхонь деталей у разі високих відносних кутових швидкостей руху ланок у період вільного ходу.

Розрахунок на контактну міцність. Найбільший крутильний момент, що передається МВХ, визначають як суму номінального і динамічного моментів $M_{кр.\,max} = M_н + M_д$, де $k_д$ – коефіцієнт динамічності, залежний від типу двигуна, редуктора, конструктивних особливостей трансмісії. Для МВХ силових установок вертольотів коефіцієнт динамічності вибирають на підставі результатів експериментальних досліджень крутильних коливань валів, що з'єднують двигун із редуктором. Так, наприклад, найбільший коефіцієнт динамічності для МВХ редуктора Р-7 вертольота Мі-6 дорівнює 1,2. Для орієнтовних розрахунків приймають $k_д$ = 1,1...1,2.

Похибки виготовлення деталей, навантаження, що призводять до нерівномірності розподілу між роликами, враховуються коефіцієнтом точності k_m. Для муфт вільного ходу із плоскими робочими майданчиками зірочки k_m=1,1...1,5; для МВХ із криволінійним профілем робочих поверхонь зірочки k_m=1,0...1,25.

Розрахунковий момент

$$M_{кр.\,max} = k_д \cdot k_m \cdot M_н. \qquad (11.43)$$

МВХ вертольотів відносяться до механізмів з малою кількістю включень за ресурс (три – п'ять включень на годину напрацювання). Вони тривалий час працюють у заклиненому стані при плавному характері зміни передавального навантаження і відносно невеликої інтенсивності крутильних коливань у трансмісії.

За характером навантаження контактних поверхонь деталей в заклиненому стані МВХ найближче до підшипників кочення, що працюють в умовах гойдання (коливання).

Перевірочний розрахунок роликової муфти роблять за контактним напруженням у зоні контакту ролика із зірочкою [9]:

$$\sigma_н = 0,418\sqrt{\frac{N}{\ell}\cdot\frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}\left(\frac{1}{r_p}-\frac{1}{r_0}\right)} \le [\sigma_н], \qquad (11.44)$$

де N – нормальна сила взаємодії ролика із зірочкою; E_1 і E_2 – модулі пружності матеріалу ролика і зірочки; r_p – радіус ролика; r_0 – радіус кривини робочої поверхні зірочки; ℓ – довжина ролика.

11.4.3. Вибір підшипникових вузлів вертолітних трансмісій

У підшипникових вузлах вертолітних трансмісій використовують різні типи підшипників кочення [2, 4, 6, 9]. Підшипники ковзання застосовують дуже рідко (наприклад, підшипники сателітів головного редуктора вертольота Мі-4), а в останніх конструкціях лише в допоміжних пристроях (малопотужні приводи, елементи управління і т.п.). Типи підшипників і їх різновиду залежать від величини і характеру діючих навантажень технологічних та експлуатаційних вимог.

Конструювання підшипникових вузлів здійснюють одночасно з конструюванням інших елементів трансмісії. Воно визначається загальними вимогами до конкретного вузла трансмісії.

Після здійснення загального компонування агрегату трансмісії визначають кінематичні, силові і експлуатаційні характеристики підшипникового вузла, а також систему змазування. Розраховують ресурс підшипників вузлів, жорсткість картерів, необхідну кількість мастильного матеріалу і т.п. Якість конструктивного опрацювання перевіряють шляхом тривалих стендових і натурних випробувань, за яких виявляють і усувають недоліки в роботі підшипникових вузлів.

Розглянемо особливості підшипникових вузлів, що використовують у вертолітних трансмісіях, зразок виконання таких вузлів, а також деякі головні рекомендації за їх розрахунком.

11.4.3.1. Особливості підшипників кочення, використовуваних у вертолітних трансмісіях

Особливості підшипників кочення, що використовують у вертолітних трансмісіях, визначаються сферою їх застосування і характеризуються обмеженими габаритними розмірами, малою масою, високою динамічною вантажопідйомністю і підвищеною надійністю протягом установленого ресурсу.

Підшипники, що використовують у вертолітних трансмісіях, – це, як правило, важко навантажені вузли, часто спеціально спроектовані для конкретних умов експлуатації.

Порівняно з підшипниками, які використовують у трансмісіях інших транспортних машин, підшипники вертольотів зазвичай виготовляють з урахуванням спеціальних технічних умов і мають відносно обмежений термін служби.

Потрібна довговічність підшипників вузлів і механізмів вертольотів коливається від декількох годин для вузлів короткочасного спрацьовування, що періодично діють, до декількох тисяч годин у редукторах вертольотів.

У каталогах і довідниках наведені значення динамічної вантажопідйомності для нормального класу точності і вірогідності безвідмовної роботи $P=0{,}9$. Для вузлів і механізмів вертольотів зазвичай потрібна вища надійність. Тому підшипники вертольотів повинні мати надійність вище, ніж стандартні підшипники нульового класу. Так, для деяких вузлів і механізмів вертольота надійність підшипників має бути не нижче 0,99.

Для підшипників вертольотів використовують високоякісні матеріали (сталі електрошлакової переплавки або вакуумної виплавки), застосовують масивні сепаратори, виготовлені з урахуванням роботи підшипника у вузлі; виконують корекцію форми тіл кочення ("бомбінування"

роликів). Для цих підшипників характерні підвищена точність елементів і більший обсяг контрольованих параметрів – як геометричних, так і технологічних.

Крім того, широко використовують спеціальні підшипники (з роз'ємними кільцями, здвоєні кулькові і т.п.).

11.4.3.2. Розрахунок підшипникових вузлів вертолітних трансмісій

Підшипники кочення є майже єдиними вузлами трансмісії, для яких існує стала і регламентована методика вибору і розрахунку.

У цей час прийнята методика вибору і розрахунку підшипників кочення, надана в міжнародному стандарті ISO [2]. Підшипники кочення розраховують на довговічність (ресурс) за динамічною вантажопідйомністю і на статичну вантажопідйомність. Довговічність підшипника визначається втомним вифарбовуванням на одній з деталей підшипника. Зв'язок між розрахунковим ресурсом L і наведеним динамічним навантаженням P (комбіноване навантаження приводиться до радіальної або осьової, еквівалентної за своєю руйнуючою дією) встановлюється емпіричними залежностями

$$L = \left[\frac{C}{P}\right]^{\alpha} \quad \text{або} \quad L_h = 10^6 \frac{L}{60n}\ , \tag{11.45}$$

де L – кількість мільйонів обертів за розрахунковий термін служби, год; C – динамічна вантажопідйомність підшипника; α – показник ступеня, який дорівнює 3 для шарикопідшипника і 10/3 для роликопідшипника; n – частота обертання.

За статичним навантаженням добирають або перевіряють підшипник кочення, що сприймає зовнішнє навантаження в нерухомому стані або при обертанні з частотою не більше 1 об/хв.

Значення динамічної і статичної вантажопідйомності, Н, вказують у каталогах для кожного типорозміру підшипника [47].

Приведене навантаження визначається формулою

$$P = (X \cdot K_K \cdot R + Y \cdot A) \cdot K_б \cdot K_T,$$

де A – радіальне і осьове навантаження; X, Y – коефіцієнти радіального і осьового навантажень (безрозмірні); K_K – безрозмірний коефіцієнт обертання (при обертанні внутрішнього кільця K_K=1, зовнішнього – K_K=1,2); $K_á$ – коефіцієнт безпеки; K_T – температурний коефіцієнт.

Значення коефіцієнтів навантаження X і Y вказані в каталозі [13].

Навантаження для роликових підшипників з короткими циліндровими підшипниками (відсутнє осьове навантаження)

$$P = R \cdot K_б \cdot K_T \cdot K_K. \tag{11.46}$$

Приведене навантаження для упорних кулькових і роликових підшипників

$$P = A \cdot K_б \cdot K_T . \qquad (11.47)$$

Еквівалентне навантаження при змінному режимі роботи, якщо вона змінюється за лінійним законом від P_{min} до P_{max}, визначається за формулою

$$P_{екв} = \frac{P_{min} \pm 3P_{max}}{3} . \qquad (11.48)$$

За ступінчастою зміною навантажень і частоти обертання еквівалентне навантаження

$$P = \sqrt[3]{\frac{P_1^3 L_1 + P_2^3 L_2 + \ldots + P_n^3 L_n}{L}} , \qquad (11.49)$$

де P_1, P_2,..., P_n – постійні навантаження, що діють протягом L_1, L_2,..., L_n обертів відповідно; $L = L_1 + L_2 + \ldots + L_n$ – сумарна кількість обертів, впродовж яких на підшипник діють навантаження P_1, P_2,..., P_n.

Для вертолітних підшипникових вузлів важливим є поняття швидкохідності підшипника. Гранична швидкохідність підшипників кочення $n_{пр}$ – це найбільша для даного підшипника кількість обертів, за умови перевищення якої розрахункова довговічність підшипника не забезпечується.

Швидкохідність оцінюється за параметром $(D_{сер}n) = \text{const}$, де $D_{сер} = (D + d)/2$.

Величини $(D_{сер}n)$ для деяких типів підшипників із сталевими штампованими сепараторами наведені у табл. 11.8.

Таблиця 11.8

Діапазон параметрів швидкохідності

Тип підшипника	$(D_{сер}n)$, мм об/хв
Однорядний радіальний та радіально-упорний кульковий	$5 \cdot 10^5$
Дворядний кульковий, що самовстановлюється	$4{,}5 \cdot 10^5$
Упорний одинарний кульковий	$1{,}5 \cdot 10^5$
Кульковий підшипник із короткими циліндровими підшипниками	$4{,}5 \cdot 10^5$
Конічний однорядний	$3{,}0 \cdot 10^5$

11.4.3.3. Конструювання і виготовлення підшипникових опор

Конструювання підшипникових опор вертольотів ведуть з урахуванням характеру навантаження і особливостей конструкції елементів трансмісії. Використовують 5-й і 6-й класи точності підшипників залежно від частоти обертання вала і призначення вузла. Високооборотні підшипники, як правило, мають бронзові нероз'ємні сепаратори, а менш швидкісні підшипники – нероз'ємні сепаратори з алюмінієвих сплавів.

Для зубчастих передач із циліндровими прямозубими зубчастими колесами в підшипникових вузлах найчастіше використовують роликові підшипники [4].

У зубчастих передачах із конічними зубчастими колесами (у перших ступенях головних редукторів, у проміжному і хвостовому редукторах) в конструкції підшипникових вузлів для сприйняття осьових зусиль і осьової фіксації конічних зубчастих коліс застосовують звичайні або спеціальні здвоєні радіально-упорні кулькові підшипники з розрізним внутрішнім кільцем.

Підшипникові вузли вихідних валів головних редукторів вертольотів сприймають значні осьові та радіальні зусилля і працюють при порівняно невеликих колових швидкостях. Використовують або радіально-упорні роликові підшипники, або комбінацію роликових радіальних і радіально-упорних кулькових підшипників із розрізним внутрішнім кільцем.

На рис. 11.55 зображена типова конструкція підшипникових вузлів ведучого колеса конічної передачі. Її особливість – установлення роликових підшипників для сприйняття радіальних навантажень і кулькового радіально-упорного підшипника з розрізним внутрішнім кільцем тільки для сприйняття осьового навантаження. Такі підшипники сприймають осьове навантаження з обох боків. При однакових зовнішніх діаметрах вони можуть витримати значно більш великі осьові навантаження за високої частоти обертання, чим інші підшипники. Фактично вони є упорно-радіальними або упорними підшипниками.

За робочих температур до 200°С такі підшипники виготовляють із сталі ШХ15 із спеціальною термообробкою. За робочих температур 250...450°С тіла кочення і кільця виконують із жароміцних сталей типу ЭИ347, за вищою – застосовують спеціальні термостійкі сплави. Цей тип підшипників використовують у головних редукторах вертольотів.

Щоб виключити можливість навантаження упорного підшипника радіальною силою, його вмонтовують у корпусі з гарантованим радіальним зазором 0,5...1 мм. Таке конструктивне рішення дозволяє значно зменшити діаметр підшипникового вузла.

Внутрішні кільця підшипників установлюють на вал зі значним натягом. Зменшення поля допуску і, отже, впливи посадки на внутрішні зазори в підшипнику досягаються застосуванням посадок з малим полем допуску. Найчастіше використовують для силових передач посадки внутрішніх

кілець на вал – n5, n6, m5 і m6; шорсткість посадочних поверхонь вала не більше R_a=0,63; посадки підшипників у корпус Js6 і K6; шорсткість посадочних поверхонь корпусу також не нижче R_Z=2,5.

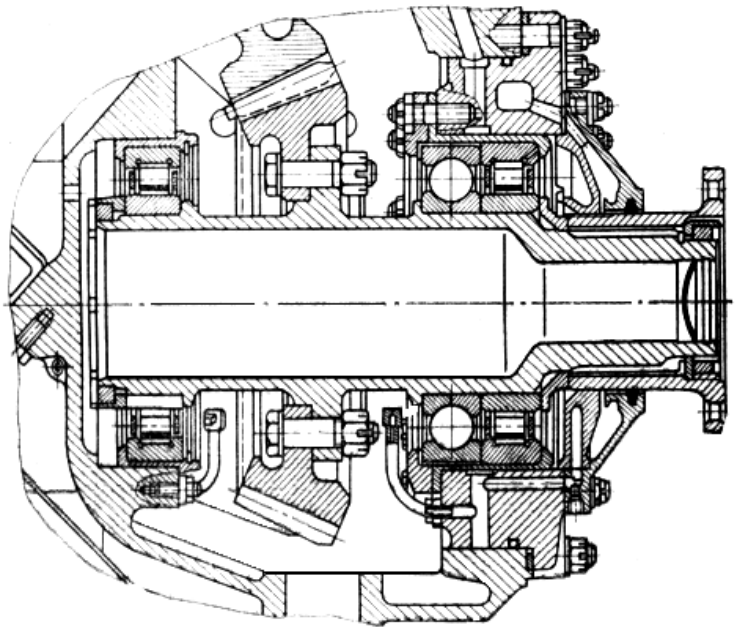


Рис. 11.55. Опори конічних зубчастих коліс проміжного редуктора вертольота Мі-6

Одними з головних дефектів силових підшипникових вузлів є проворот внутрішніх кілець підшипників відносно вала і фретинг-корозія в з'єднанні "вал-підшипник". Для запобігання цим дефектам збільшують натяг і товщину валу під підшипником, тобто жорсткість вала. Зазвичай товщину вала під роликовий підшипник підбирають не менше, ніж товщина кільця підшипника. При цьому враховують і конфігурацію деталі загалом (наявність упорних буртів, маточин, різьблення, на яке впливатиме затягування гайки), і навантаження деталі або вузла крутильним моментом, згином і т.п. Посадочні поверхні під підшипники часто цементують, азотують або хромують.

Конічні підшипники регулюють протягом збирання, тому тут допустимі значно сильніші посадки кілець на вал і в корпус. При посадці на вал застосовують посадки n6 і m6, при посадці в корпус – Js6 або спеціальна посадка Р7 (для тонкостінних корпусів).

Підшипникові вузли циліндричних коліс мають свої особливості. Циліндричні прямозубі колеса не створюють осьового навантаження на вал, тому не потребують упорних підшипників. Підшипники можуть кріпитися на валу гайками або просто напресовуватися на вал залежно від навантаження. Рекомендовані посадки на вал – k6 і m6, у корпус – Js6 і Н6. Шорсткість поверхні на валу не більше R_a = 0,63, у корпусі R_Z=2,5. У таких вузлах має бути забезпечений гарантований осьовий зазор.

Вимоги до внутрішніх зазорів у підшипниках для циліндричних передач менш жорсткі. Осьова фіксація циліндричних прямозубих силових передач

здійснюється за допомогою упорних буртів роликових циліндричних підшипників, зокрема, застосуванням підшипника з упорною шайбою на внутрішньому кільці.

У підшипникових вузлах сателітів величина радіального зазору докорінно впливає на розподіл навантаження між сателітами і має бути суворо регламентована в межах одного планетарного ряду. У цьому сенсі більш придатною є конструкція спеціальних підшипникових вузлів сателітів, в яких навантаження несуть роликові підшипники без кілець і сепаратора. Оброблені за один прохід бігові доріжки внутрішнього і зовнішнього кілець полегшують селективне збирання підшипникових вузлів. При такій конструкції двобічне прикладення навантаження до сателіта спричиняє її розподіл на велику кількість роликів, що приводить до значного збільшення довговічності підшипників порівняно з довговічністю таких самих підшипників у вузлах звичайного типу.

Всі високонавантажені підшипники зазвичай фіксують на валу в осьовому напрямі за допомогою гайок. Кільця підшипників перед установленням нагрівають у мастилі до температури 110...120°С, вал при цьому може бути заздалегідь охолоджений. Потім кільце насаджують на вал під пресом. Гайки затягують тарованими моментами. Різьблення перед затягуванням змащують мінеральними мастилами. Затягування здійснюється в декілька циклів: затягування – ослаблення і т.д. Обтискання різьблення при цьому попередньому затягуванні здійснюється моментом, що перевищує призначений в 1,2 – 1,3 раза.

Напрям різьблення гайок вибирають так, щоб у разі порушення контрування і провороту кільця підшипника гайка мала тенденцію до завертання. Кожну гайку стопорять на валу спеціальними контровочними пристроями. Деякі варіанти контрування показані на рис. 11.56 (на правому рисунку позначено: а – місце деформації виступу втулки в паз гайки).

У місцях встановлення силових підшипників у корпуси з легких сплавів запресовують сталеві стакани. Зовнішні кільця кулькових підшипників кріплять в осьовому напрямі плоскими розрізними пружинними кільцями, легкими притискними кільцями або окремими планками за допомогою шпильок.

У конічних передачах шариковий та кульковий радіально-упорний підшипники, що розташовані поряд, зазвичай вмонтовують спочатку в окремий стакан, а потім разом із цим стаканом весь вузол вмонтовують у корпус.

Іноді для багатоопорних валів трансмісій вертольотів використовують підшипники, що самовстановлюються і мають переваги при значних прогинаннях валів і неспіввісності опор. Такі підшипники допускають взаємний поворот осей кілець до 2...3°.

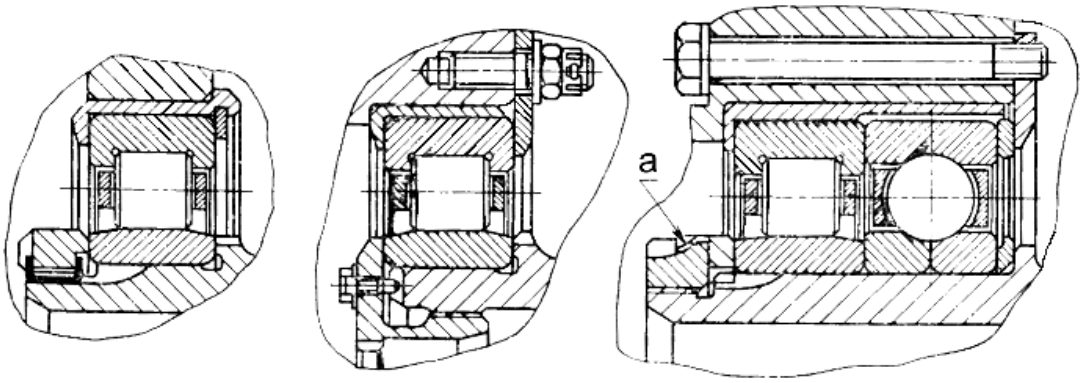


Рис. 11.56. Кріплення підшипників на валах і в корпусах

Крім того, в трансмісійних валах застосовують як додаткові опори підшипники, до складу конструкції яких можуть входити захисні шайби або ущільнення. Ці деталі слугують для захисту підшипника від бруду та пилу, утримують пластичне мастило від витікання за температури +60°С і вище, а також від витискування його під дією динамічних навантажень усередині підшипника.

Бібліографічний список

1. Далин, В. Н. Конструирование элементов трансмиссии вертолета: лаб. работа / В. Н. Далин, О. А. Завалов. - М.: Изд-во МАИ,1992. - 44 с.

2. Далин, В. Н. Конструкция вертолетов: учебник / В. Н. Далин, С.В. Михеев. - М.: Изд-во МАИ, 2001. – 352 с.

3. Орлов, К. Я. Устройство самолетов, вертолетов и авиационных двигателей / К. Я. Орлов, В. А. Пархимович. – М.: Транспорт,1991. – 224 с.

4. Механические передачи вертолетов / Л. Б. Бушмарин, П. П. Дементьев, Г. И. Иоффе и др.; под ред. В. Н. Кестельмана. - М.:Машиностроение, 1983. – 120 с.

5. Ткаченко, В. А. Планетарные механизмы (оптимальное проектирование) / В. А. Ткаченко. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2003. – 446 с.

6. Авиационные зубчастые передачи и редукторы: справочник / под ред. Э. Б. Вулгакова. – М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.

7. Вертолет Ми-24В. – М.: Машиностроение,1983. – 153 с.

8. Решетов, Д.Н. Детали машин: учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

9. Основы расчета и конструирования деталей и механизмов летательных аппаратов: учеб. пособие для втузов / Н. А. Алексеева, Л. А. Бонч-Осмоловский, В.В. Волгин и др.; под ред. В.Н. Кестельмана, Г. И. Рощина. – М.: Машиностроение,1989. – 456 с.

10.Колеса зубчастые. Виды повреждений. Классификация и описание. Межгосударственный стандарт (проект, первая редакция).

11.Международный стандарт ISO6336-5. – 2003.

12.Передачи зубчастые цилиндрические эвольвентного внешнего зацепления. ГОСТ 212354-87.

13.Перель, Л. Я. Подшипники качения: справочник. / Л. Я. Перель – М.: Машиностроение, 1983. – 543 с.

Розділ 12. ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ І МЕТОДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕСУРСУ РЕДУКТОРІВ

12.1. ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

12.1.1. Головні поняття і визначення

Зубчасті зачеплення широко застосовують у сучасній техніці для передачі обертальних рухів, а також для перетворення обертальних рухів в поступальні.

Такі передачі мають низку переваг над передачами інших типів (ремінними, фрикційними, ланцюговими). Вони забезпечують передачу великих потужностей, зберігають постійність передавальних відношень, мають високий коефіцієнт корисної дії (до 0,99). Для зубчастих передач характерні висока довговічність, надійність і відносно малі габаритні розміри.

Зубчасті передачі застосовують у вигляді простих одноступінчатих передач і різних поєднань декількох передач, вбудованих у машини або виконаних як окремі агрегати. Широко використовують зубчасті передачі для зниження кутових швидкостей і підвищення крутильних моментів у редукторах. Редуктори вироблені зазвичай у власних корпусах одно-, двох- і трьохступінчастими з передавальними числами відповідно 1,6...6,3; 8...40; 45...200 [1, 2]. Найбільш поширені двоступінчаті редуктори (близько 95 %). Для досягнення різних частот обертання вихідного вала за умови постійної швидкості провідного двигуна застосовують коробки швидкостей. Можливості зубчастих механізмів розширюються: їх використовують як редуктори і диференціальні механізми. Невеликі габаритні розміри та маса планетарних зубчастих передач мають місце тому, що відбувається розподіл навантаження між декількома зубчастими колесами (сателітами), що здійснюють планетарний рух, а також застосовуються внутрішні зачеплення, що мають підвищену несучу здатність. При переході від простих передач до планетарних досягається зменшення маси в 1,5–5 разів [1]. Найменші відносні габаритні розміри мають хвильові передачі, що забезпечують передачу великих навантажень при високій кінематичній точності й жорсткості.

За призначенням зубчасті передачі ділять на силові, призначені для передачі великих зусиль при малих числах обертів (передачі різних підйомно-транспортних механізмів); швидкісні – такі, що працюють зі швидкостями до 150 м/с (наприклад, редуктори турбогвинтових двигунів); відлікові, такі, що забезпечують точну узгодженість кутів повороту ведучого і веденого коліс (слідкуючі системи приладів, рахувально-обчислювальні механізми та ін.); загального призначення, що працюють за малих навантажень і колових швидкостях.

Профіль бічних поверхонь зуба може бути описаний різними кривими. Найбільшого поширення у промисловості набули зубчасті колеса з

евольвентним профілем (евольвентне зачеплення). В окремих галузях техніки, зокрема в приладобудуванні, застосовують колеса із профілями зубів, обкресленими по циклоїді. Останніми роками в різних важко навантажених механізмах все ширше використовують передачі із зачепленням М.Л. Новикова (рис. 12.1). Робочі ділянки профілів зубів у цьому випадку виконані по дугах кіл.

Зубчасті передачі розділяють за взаємним розташуванням осей на передачі (рис. 12.2): з паралельними осями – циліндричні; з перетинаючими осями – конічні, а також рідко вживані циліндроконічні і плоскоциліндрічні; з осями, що перетинаються, – зубчастогвинтові (черв'ячні, гіпоїдні та гвинтові) [3, 4].

Окремим випадком зубчастої передачі є зубчасто-рейкова, що перетворює обертальний рух у поступальний або навпаки.

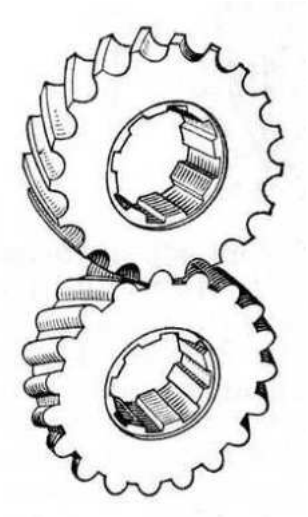


Рис. 12.1. Передача Новикова

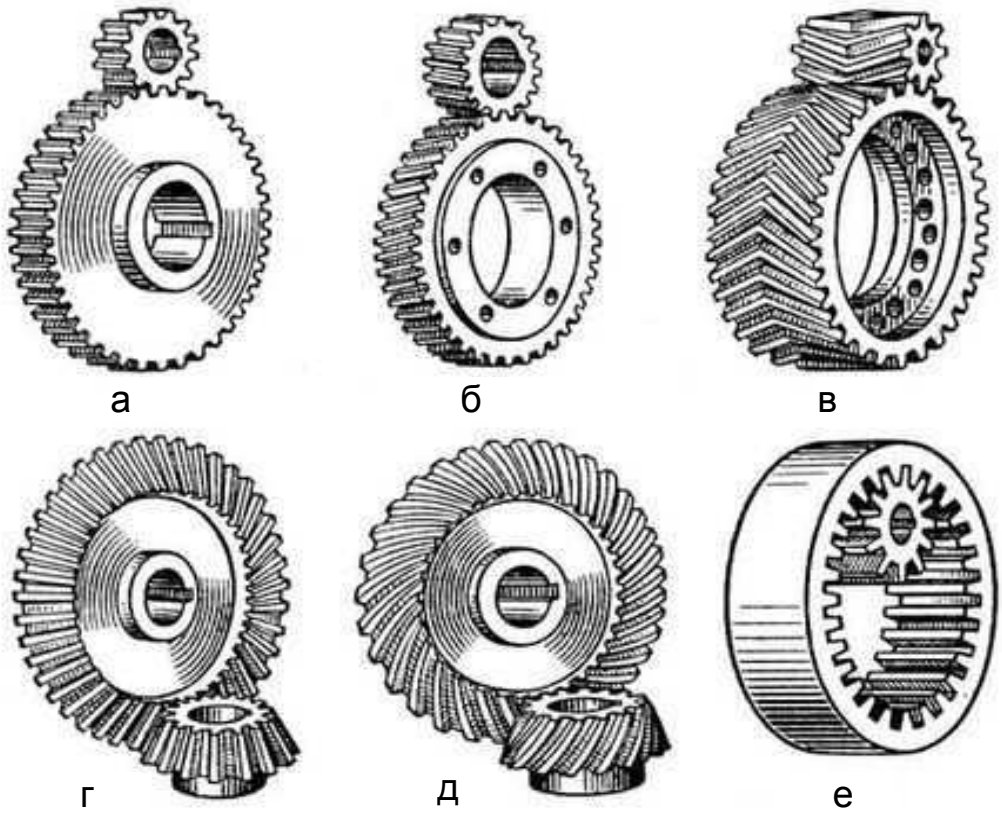


Рис. 12.2. Зубчаста передача із циліндричними колесами:
а – прямозуба; б – косозуба; в – шевронна; г – конічна;
д – із круговим зубом; е – із внутрішнім зачепленням

У більшості машин і механізмів застосовують зубчасті передачі із зовнішнім зачепленням, тобто із зубчастими колесами, що мають зуби на зовнішній поверхні, рідше – із внутрішнім зачепленням, при якому на одному колесі зуби нарізані на внутрішній поверхні.

Зубчасті колёса виконують: із прямими зубами для робіт при невисоких і середніх швидкостях у відкритих передачах і в коробках швидкостей; з косими зубами для використання у важливих передачах при середніх і високих швидкостях (понад 30 % усіх циліндричних зубчастих коліс); із шевронними зубами для передачі великих моментів і потужностей у важких машинах; із круговими зубами – у всіх важливих конічних зубчастих передачах.

З метою спрощення форми і розмірів нарізаних зубів та інструменту застосовують поняття початкового контуру (рис. 12.3). Значення параметрів стандартизованого початкового контуру наведені в табл. 21.1. У цій же таблиці надані рекомендовані параметри початкового контуру з модифікацією зуба (рис. 12.3, б), який використовують для поліпшення працездатності циліндричних коліс. Параметри початкового контуру встановлюють за ГОСТ 13755 – 81 [3].

Таблиця 12.1

Параметри початкового контуру (за ГОСТ 13755 – 81)

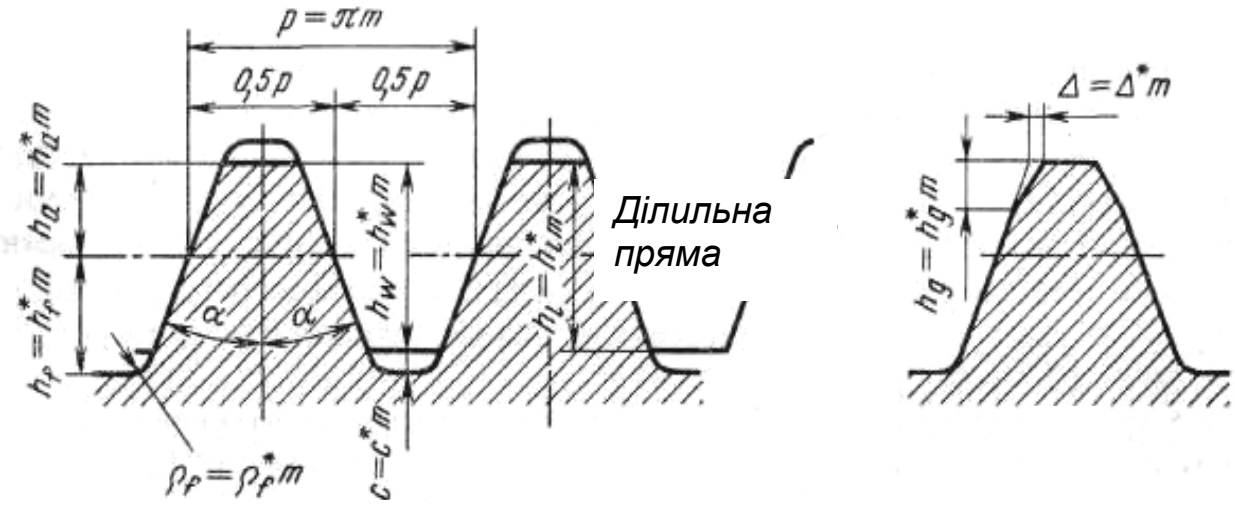
Параметр	Чисельне значення або формула *(m ≥ 1 мм)*
Кут головного профілю α	20°
Коефіцієнти:	
висоти головки зуба h_a^*	1
радіального зазору у парі початкових контурів c^*	0,25
висоти ніжки зуба h_f^*	$h_a^* + c^* = 1,25$
граничної висоти h_l^*	2
глибини заходу зубів у парі початкових контурів h_w^*	$2h_a^* = 2$
радіусу кривини перехідної кривої ρ_f^*	0,38
висоти модифікації h_g^*	0,45 і менше
глибини модифікації Δ^*	0,02 і менше

Примітки:

1. Допускається збільшення ρ_{f^*}, якщо це не порушує правильності зачеплення коліс.
2. При m > 1 допускається збільшення коефіцієнта радіального зазору c^* до 0,35 при обробленні зубів довбачами і до 0,4 при обробленні зубів під шліфування.

3. При 0,1< m <1 форма западини нижче за граничну висоту h_i і може бути виконана або однією дугою, або двома дугами і зв'язаною кривою, або у формі будь-якої перехідної кривої.
4. Значення параметрів передач, до яких пред'являють спеціальні вимоги, можуть відрізнятися від установлених ГОСТами.
5. При m > 1 значення Δ* рекомендується вибирати залежно від модуля та ступеня точності передачі.

Значення модулів (більше 1 мм) для циліндричних і конічних передач регламентовані ГОСТ 9563 – 60 і вибираються з низки, мм: 1,0; (1,125); 1,25; (1,375); 1,5; (1,75); 2; (2,25); 2,5; (2,75); 3; (3,5); 4; (4,5); 5; (5,5); 6; (7); 8; (9); 10; (11); 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (55); 60; (70); 80; (90); 100 [3]. Перевагу слід віддавати значенням не в дужках. Для деяких галузей промисловості допускається застосування й інших модулів.



а б

Рис. 12.3. Початковий контур зубів:
а – без модифікації; б – з модифікацією

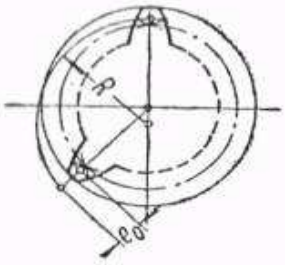
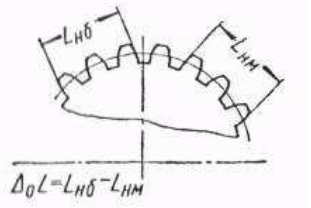
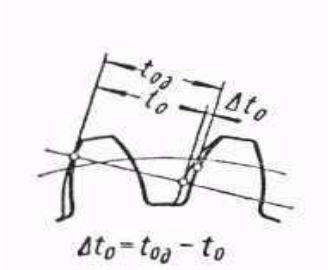
Норми і показники точності евольвентних циліндричних зубчастих передач зовнішнього і внутрішнього зачеплення з модулем зубів 1...56 мм визначають згідно з ГОСТ 1643 - 81. Відповідно до ГОСТу встановлено чотири групи норм точності:

- кінематична точність;
- плавність роботи;
- контакт зубів коліс;
- бічний зазор між їх неробочими поверхнями.

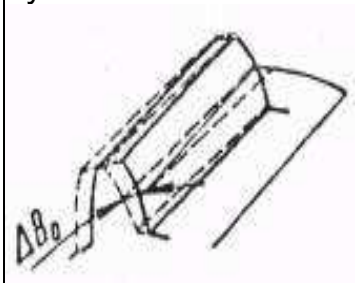
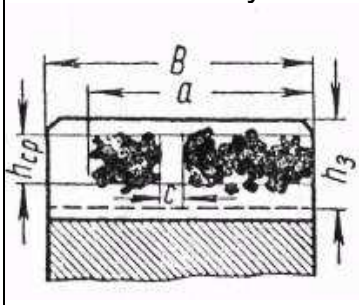
Перші три групи норм визначають точність передачі обертання і розділені на 12 ступенів точності, що позначаються в порядку зменшення їх точності, – 1, 2, ... , 12, причому 1-й і 2-й ступені допусками не регламентуються. Найбільш поширені 7 – 9 - й ступені точності.

Таблиця 12.2

Визначення і позначення деяких показників точності зубчастих коліс зовнішнього і внутрішнього зачеплень (за ГОСТ 1643–56 / ГОСТ 1643-81) [5]

Показники точності	Позначення: величина / допуск	Визначення показника точності
Радіальне биття зубчастого вінця 	e_0 / E (за ГОСТ 1643–56) F_{rr} / F_r (за ГОСТ 1643-81)	Найбільше коливання відстаней від постійних хорд зубів (або западин) колеса до осі його обертання
Коливання довжини загальної нормалі 	Δ_{0L} / δ_{0L} (за ГОСТ 1643–56) Fvwr / Fvw (за ГОСТ 1643-81)	Різниця між найбільшою $L_{найб}$ і найменшою $L_{найм}$ довжинами загальної нормалі в одному і тому ж колесі
Відхилення головного кроку 	Δt_0 (за ГОСТ 1643–56) f_{ptr} (за ГОСТ 1643-81)	Різниця між дійсною і номінальною відстанями між двома взаємно паралельними дотичними до двох сусідніх однойменних профілів зубів колеса. Визначається в перерізі, перпендикулярному напряму зубів у площині, дотичній до головного циліндра
Похибка профілю 	Δf / δf (за ГОСТ 1643–56) f_{fr} / f_f (за ГОСТ 1643-81)	Відстань по нормалі між двома теоретичними профілями зуба колеса, що обмежують дійсний профіль у межах його робочого майданчика. Визначається щодо осі колеса в перерізі, перпендикулярному до неї. Допуск на профіль у межах ділянки, що має зріз, розташовується в тіло зуба колеса від точки перерізу цього профілю з колом початку зрізу. Для коліс без зрізу похибки профілю у головок і ніжок припускають тільки в тілі зуба

Закінчення табл. 12.2

Показники точності	Позначення: величина / допуск	Визначення показника точності
Похибка напряму зуба 	ΔB0 / δB0 (за ГОСТ 1643–56) Fr_β / F (за ГОСТ 1643-81)	Відстань між двома прямими або гвинтовими лініями номінального напряму, які лежать на циліндрі, що проходить приблизно посередині висоти зуба, і які обмежують цей напрям зуба за всією його довжиною (задається для прямозубих і вузьких косозубих коліс)
Відхилення осьових кроків	ΔB	Різниця між цими номінальними відстанями між двома будь-якими однойменними поверхнями зубів на одній твірній циліндра
Пляма контакту 		Частина бічної поверхні зуба, на якій розташовуються сліди прилягання його до зубів парного колеса після обертання зібраної передачі при легкому гальмуванні. Визначається відносними розмірами плями контакту (у відсотках): по довжині зуба – відношенням відстані між крайніми точками слідів прилягання, за вирахуванням розривів, що перевершують величину модуля, мм, до повної довжини зуба: $\frac{a-c}{b}\cdot 100\%$ за висотою зуба – відношенням середньої висоти плями прилягання по всій довжині зуба до робочої висоти зуба: $\frac{h_{cep}}{h_з}\cdot 100\%$

Так, для циліндричних коліс допуски встановлені на 10 ступенів (з 3-ї по 12-у). Перші два ступеня точності є перспективними. Найбільше застосування в машинобудуванні мають циліндричні колеса 5 – 9-ї ступенів точності. Виготовлення точних конічних коліс є більш трудомістким, ніж виготовлення циліндричних коліс. Тому на конічні колеса встановлені допуски і граничні відхилення лише на дев'ять ступенів точності (з 4-го по 12-й) [3, 4].

Норми бічного зазору передач визначають значення бічного зазору для різних видів сполучення зубчастих коліс: A, B, C, D, E, H (значення бічного

зазору убуває від A до H*).* Допуски на зазор позначають у порядку зростання h, d, c, b, a, z, y, x*.*

Для виконання експлуатаційних умов при виготовленні зубчастих коліс необхідно звести до мінімуму кінематичну похибку F_{ir}, радіальне биття зубчастого вінця F_{rr} і циклічні похибки зубчастої частоти передачі f_{zzor}. У швидкісних зубчастих передачах головною експлуатаційною вимогою є забезпечення плавності роботи коліс, яка залежить від похибки профілю зубів f_{fz} і відхилення кроку зачеплення f_{pbz}.

У силових зубчастих передачах необхідно забезпечувати повний контакт зубів у сполученнях, тобто необхідна сумарна пляма контакту при допустимих похибці напряму зуба F_r і непаралельності осей $f_{xr.}$

Шорсткість поверхонь зубів за ГОСТ 2789-73 має оцінюватися в напрямі, що дає найбільше значення параметра: після зубофрезерування – в поперечному напрямі зуба (по висоті зуба); після шевінґування – в подовжньому (уздовж зуба). Поверхні зубів прецизійних зубчастих коліс мають у середньому шорсткість R_a = 0,8 мкм; коліс, що використовуються в загальному машинобудуванні, – Ra = 1,6...6,3 мкм.

12.1.2. Умови роботи і причини виходу з ладу зубчастих коліс

За характером виконуваних функцій розрізняють:

1. Циліндричні і конічні зубчасті колеса планетарних і прямих редукторів, що передають великі крутильні моменти, виробляються з високоміцних легованих сталей з високою точністю, піддаються різним методам термічної, термохімічної обробки.
2. Зубчасті колеса приводів: циліндричні, конічні, черв'ячні (простої та складної конфігурації типу втулок, шестерень-валів, одно- і двовенцових блоків-шестерень).
3. Зубчасті колеса мастилопомп і мастилоагрегатів, що потребують високої точності при виробленні для забезпечення необхідної герметичності в з'єднаннях поверхонь.

Зубчасті колеса авіаційних двигунів працюють із високими навантаженнями, що досягають 700...800 Н на один міліметр довжини зуба часто в реверсному режимі при швидкості зубчастих вінців до 70 м/с. Тому вони повинні мати високу міцність, зносостійкість, високий опір контактному втомному руйнуванню; бути легкими і надійними в роботі.

Головні чинники виходу з ладу зубчастих передач:

- поломки зубів;
- втомне викрихтування поверхневих шарів зубів;
- абразивний знос;
- заїдання зубів (спостерігається при руйнуванні мастильної плівки від великого тиску або високих температур).

12.1.3. Матеріал зубчастих коліс

Зубчасті колеса виготовляють переважно з вуглецевих (40, 45, 50), легованих (50Г, 20Х, 35Х, 40Х, 45ХН, 30ХМ, 30ХГС, ЗОХНЗА, 5ХНМ, 38ХС, 18ХГТ, 38Х2МЮА) сталей із вмістом вуглецю 0,1...0,6 %, термополіпшених легованих сталей 12Х2Н4А, 18Х2Н4ВА, 12Х2НФА, 14ХГСН2МА (ДИ-ЗА), 20Х3ВМФ (ЭИ-415) і піддають термічній і хіміко-термічній обробці. Для шестерень, що працюють при $t < 450°C$, доцільно застосовувати сталь 16Х3НВФМ5 (ДИ-39) [2, 3].

Для коліс менш відповідальних передач використовують сірий чавун; для зубчастих коліс, що працюють при високих швидкостях (до 50 м/с) і невеликих навантаженнях, – неметалеві матеріали (текстоліт, нейлон та ін.); для черв'ячних коліс – сплави бронзи та латуні.

Зубчасті колеса із наведених сталей перед остаточним обробленням зубів піддають термополіпшенню:

– важко навантажені – цементації;
– мало навантажені невеликих розмірів – нітроцементації або ціануванню.

Глибина цементованого шару регламентується стандартом ОСТу 1.41467-73 з урахуванням модуля. Його абсолютні значення наведені у табл. 12.3.

Твердість цементованої поверхні зуба після остаточного оброблення зазвичай становить HRC 58...62.

Найбільш широко застосовують сталі, що азотуються, 38ХМЮА і 30Х2Н2ВА.

Глибина азотованого і нітроцементованого шару регламентується ОСТ 1.90005-74 і зазвичай становить 0,6...0,9 мм; твердість – є в межах HRC 62 ... 65 після оброблення зубів. У більшості випадків зуби циліндричних коліс виконують корегованими з метою підвищення міцності, вирівнювання тиску і ковзання.

Таблиця 12.3

Глибина цементації поверхні зуба залежно від величини модуля

Величина модуля, мм	Глибина цементованого шару, мм
1,5 ...2,0	0,4 ... 0,7
2,0 ... 2,5	0,6 ... 1,0
2,5 ... 5,0	1,2 ... 1,6
Понад 5,0	Більше 1,6

12.1.4. Виробництво зубчастих коліс

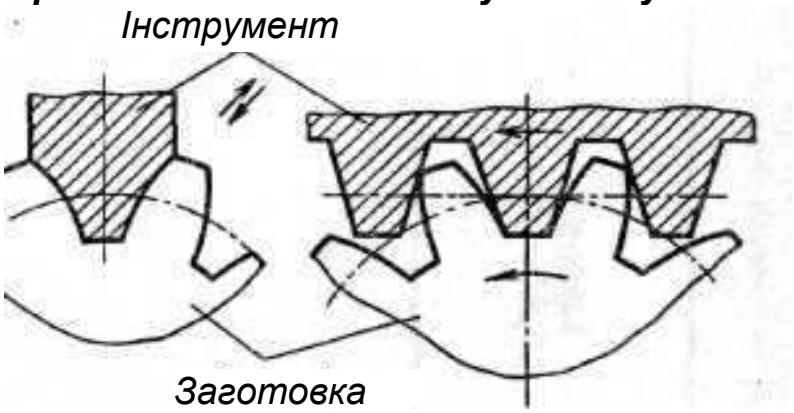
Головними методами оброблення зубчастих коліс є копіювання і обкатування.

Методом копіювання (рис. 12.4, а) западина між зубами колеса утворюється різальним інструментом, профіль різальних кромок якого

ідентичний профілю западини нарізаного колеса. Під час оброблення деталь не має обертання, а після закінчення оброблення кожного зуба повертається на кут, що дорівнює $2\pi/z_1$, де z_1 – *кількість* зубів колеса.

Метод обкатування (рис. 12.4, б) полягає в тому, що інструменту й заготовці передаються рухи, що відтворюють або зачеплення зубчастого колеса з рейкою, або пари зв'язаних зубчастих коліс, або черв'яка і черв'ячного колеса.

Застосовують й інші методи оброблення зубчастих коліс – ***порошкову металургію, гаряче та холодне накотування зубів та ін.***



а б

Рис. 12.4. Методи оброблення зубів:
а – копіювання; б – обкатування [3]

Методом порошкової металургії зубчасті колеса отримують, спекаючи порошкові суміші в закритих штампах при зусиллі пресування 50...60 кН та температурі кування. Такі колеса використовують при роботі з високими швидкостями і невеликими навантаженнями; вони зносостійкі та мають 8 –9-й ступінь точності.

Гарячим штампуванням виконують чорнове нарізання зубів коліс. Метод досить ефективний – дає значну економію металу. Шорсткість бічних поверхонь зубів відповідає R_a = 1,6...10 мкм.

Метод гарячого накочення зубів економічний, але не забезпечує достатньої точності коліс. Розрізняють методи з осьовою і радіальною подачами. Застосовують для оброблення циліндричних і конічних коліс.

Метод холодного накочення зубів використовують для остаточного оброблення замість зубошевінгування.

Характеристики головних методів і способів виготовлення зубчастих коліс наведені в табл. 12.4.

12.1.4.1. Нарізання зубів циліндричних коліс методом копіювання

Зуби циліндричних коліс нарізають залежно від точності, програми випуску та наявності обладнання методом копіювання:

1) фрезеруванням – зуборізними дисковими і кінцевими фрезами;
2) протягуванням – модульними протяжками на протяжних верстатах;
3) струганням багаторізцевими головками на зубодовбальних верстатах.

Таблиця 12.4

Характеристики головних методів і способів виготовлення зубчастих коліс [3]

Метод обробл.	Спосіб обробл. та застосований інструмент	Модель верстата	Види зубчастих коліс	Зубчасті колеса	
				Ступінь точності і шорсткість, мкм	Модуль, мм / Діаметр, мм
Циліндричні колеса					
Обкатка	Фрезерування черв'ячними фрезами	5303П; 5К310; 5327; 5348; 5342; 5355	Прямозубі і косозубі, зокрема шевронні з канавкою для виходу фрези і внутрішніми зубами	4...8; від R_z=10...40 до R_a=0,8...2,0	До 30 До 12000
	Нарізання: довбачами	5107; 5150; 514; 5В15О; Е3-15В; 5171	Прямозубі та косозубі, зокрема з безперервним шевроном і внутрішніми зубами	6...7; від R_z=15...30 до R_a=0,8...1,6	До 40 -
	гребінками	SH-75K; SH-1200	Прямозубі та косозубі, зокрема шевронні	6...8; R_z=7...20	До 70 До 12000
	Шліфування одним або двома кругами	586В; 5850В	Прямозубі, косозубі, зокрема з внутрішніми зубами	4...7; R_a=0,32...1,25	До 20 -
	Шліфування абразивним черв'яком	5А830; 5835	Прямозубі	4-6; R_a= 0,32-1,25	До 10 До 700
	Зуботочення обкатувальними різцями	–	Прямозубі і косозубі, зокрема з внутрішніми зубами	7...8; R_z=7-20	До 6

Продовження табл. 12.4

Метод оброб-лення	Спосіб оброблення та застосований інструмент	Модель верстата	Види зубчастих коліс	Зубчасті колеса	
				Ступінь точності і шорсткість, мкм	Модуль, мм Діаметр, мм
Обкат-ка	Шевінгування шеверами	5701; 5М14; 5А703; 5717; 5А714; 5717С		4...6; R_a=1...2,5	До 14
	Зубохонінгуван-ня (абразивне шевінгування)	5913; 5А913	Прямозубі та косозубі	4...6; R_a=1...0,25	До 10 До 600
	Зубострогання гребінками	SH-75K; SH-100/140	Прямозубі та косозубі, зокрема з безперервним шевром і внутрішніми зубами	5...7; R_z=10...40	До 30
	Зубодовблення багаторізце-вими головками	5110; 5А110; 5120; 5130	Прямозубі та косозубі	6...7; R_z = 10...40	До 8 До 250
	Зубошліфуван-ня профільними кругами	596; 5861; 5Б861; 586В;	Прямозубі, зокрема із внутрішнім зачепленням	6.7; R_a=0,32...1,25	До 12 -
	Протягування циліндричними протяжками	7А520; 7720В	Прямозубі із внутрішнім зачепленням	7...8; R_a = 2,5...1,25	-
Конічні колеса					
Обкатка	Стругання двома різцями із прямолінійними різальними кромками	5326П; 526; 5А250; 5Е283 (зубо-струга-льні)	Прямозубі	7…8; R_z = 7…20	1,5…30 До 1600

Закінчення табл. 12.4

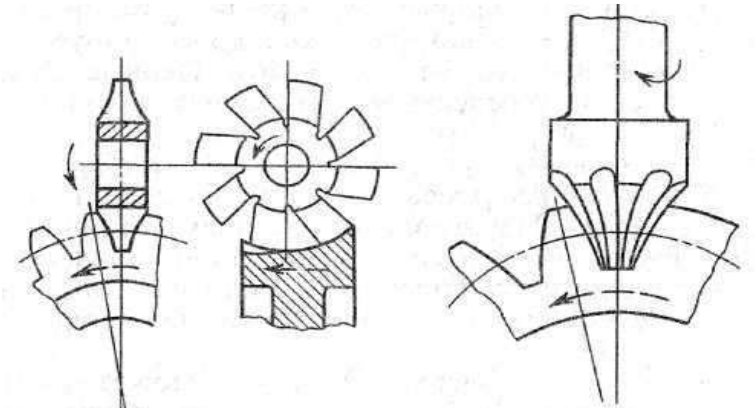
Метод оброблення	Спосіб оброблення та застосований інструмент	Модель верстата	Види зубчастих коліс	Зубчасті колеса	
				Ступінь точності і шорсткість, мкм	Модуль, мм / Діаметр, мм
Обкатка	Фрезерування: двома спареними дисковими фрезами із прямолінійними кромками різцевими головками	5С237; 5220; 5230; 5С277П	Прямозубі	8…9; R_z = 10…40	2,5…12 / До 500
		5П23А; 525; 528С; 5240; 5А27С4	З круговими зубами (кут нахилу 0...60°)	7…8; R_z = 7…20	До 20 / До 1600
	Стругання одним різцем із прямолінійними кромками при безперервному поділенні	5284	Прямозубі та косозубі	7…8; R_z = 7…20	
Метод оброблення	Спосіб оброблення і використовуваний інструмент	Модель верстата	Види зубчастих коліс	Зубчасті колеса	
				Ступінь точності і шорсткість, мкм	Модуль, мм / Діаметр, мм
Копіювання	Стругання за копіром одним чи двома різцями	5283; 52ТМ-2	З прямими зубами будь-якого профілю	8…9; R_z=15…40	До 40 / До 3200
	Кругове протягування: дисковим протягуванням, торцовою різцовою головкою	5245; 5С268	Прямозубі (профіль зубів – за дугою кола)	7…8; R_a =2,5…1,0	До 5 / До 175
		5Б232; 5281Б	Із круговими зубами прямолінійного профілю	7…8; R_a = 2,5…1,25	До 15 / До 800
	Нарізання торцовою різцовою головкою врізанням	525Б; 5Б231		7…8; R_z = 7…20	До 15 / До 800
	Фрезерування: пальцевою модульною фрезою	–	–	9…10; R_z = 40…80	До 30 /
	дисковою фрезою	Е3-1	Прямозубі та косозубі	9…10; R_z = 40…80	До 10 / –

12.1.4.1.1. Нарізання зуборізними фрезами

Фрезами нарізають зуби у малій кількості, найчастіше для виконання ремонтних робіт за відсутності спеціальних зуборізних верстатів, а також на деталях, що мають великі розміри.

Інструмент – модульні дискові та кінцеві фрези (рис. 12.5) одного модуля на певний діапазон зубів 5 – 6 штук, зменшує похибку профілю [1].

Дисковими фрезами на горизонтально-фрезерних верстатах нарізують зовнішні прямі зуби; кінцевими можна нарізувати прямі, спіральні та шевронні зуби на вертикально-фрезерних верстатах, при цьому шевронні зуби нарізають, якщо є вихід для фрези. Кожну западину прорізають окремо. Перєіндексацію колеса для оброблення чергової западини здійснюють за допомогою ділильного пристрою. Схема оброблення показана на рис. 12.6.



а *б*

Рис. 12.5. Процеси фрезерування:
а – дисковою фрезою; *б* – кінцевою фрезою

Конструкторську базу бажано використовувати як *технологічну*, заздалегідь оброблену із точністю не нижче 7-го квалітету.

Биття посадочного елемента пристосування не має перевищувати 0,01...0,015 мм. Встановлення заготовки на посадочний елемент здійснюють із зазором 0,02...0,03 мм, величина якого суттєво впливає на концентричність початкового циліндра і конструкторської бази. Похибка ціни шкали зазвичай становить 4 – 7 хвилин. Її зменшити можна шляхом збільшення діаметра ділильного диска.

Режим оброблення. Глибина різання залежить від величини модуля і кількості проходів при нарізанні западини, за один прохід глибина різання дорівнює глибині западини. При збільшенні кількості проходів вона дорівнює величині припуску на сторону для кожного наступного проходу.

Подачу встановлюють виходячи з міцності зуба фрези, як при звичайному фрезеруванні деталей з легованих сталей.

Для фрез із швидкорізальних сталей і твердих сплавів S_z=0,02...0,03 мм/зуб.

Швидкість різання при чорновому фрезеруванні рекомендується в межах 25...30 м/хв; при чистовому – 30...35 м/хв.

У першому випадку вона обмежується потужністю верстата, міцністю механізму подачі; у другому – шорсткістю поверхні і стійкістю інструменту.

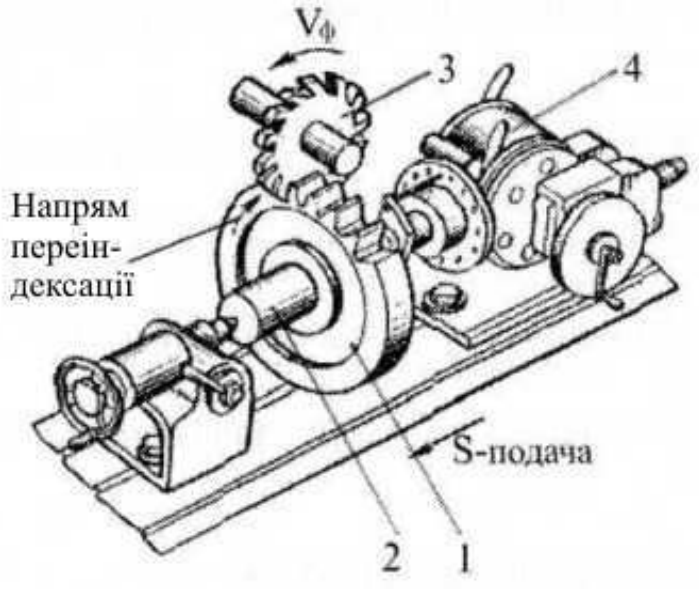


Рис. 12.6. Схема нарізання зубів циліндричних коліс методом копіювання: 1 – заготовка; 2 – оправка; 3 – дискова модульна фреза; 4 – ділильний пристрій

Таблиця 12.5

Режими різання при нарізанні зубів циліндричних коліс швидкорізальними дисковими модульними фрезами [3]

Матеріал, що обробляється *(НВ* 156-207)	Подача, мм/хв, при модулі, мм							Швидкість різання при обробленні	
	2	3	4	5	6	7	8	чорновому	чистовому
Сталі:									
45; 50	190	155	134	120	100	90	90	32	40
40Х; 50Г	130	106	92	82	75	70	65	30	37
30ХГС; 12ХН3А; 38Х2МЮА	76	62	54	48	44	41	38	23	27
Сірий чавун	285	230	200	180	165	150	140	25	32

Змазувально-охолоджуючі рідини: сульфофрезол, 5 %-ний – розчин емульсола або Укрінол-1.

Продуктивність оброблення є низькою внаслідок наявності холостих ходів – повернення заготовки у початкове положення для фрезерування чергової западини. Застосування супутнього фрезерування в останньому випадку збільшує продуктивність майже в два рази.

12.1.4.1.2. Протягування зубів циліндричних коліс

Протягування доцільно застосовувати для нарізання зубів дрібномодульних коліс з m < 2,5 зовнішнього і внутрішнього зачеплення із прямим зубом.

Протягують двома методами:

а – кожну западину індивідуально одним протягуванням протягом проходу;

б – увесь вінець одночасно комплексним протягуванням – всі зуби за один прохід.

Схеми протягування кожним методом показані на рис. 12.7 і 12.9.

Точність оброблення є високою – 7-й і навіть 6-й ступінь під шліфування, шевінгування або остаточно, залежно від заданого ступеня. Шорсткість поверхні R = 0,8 мкм.

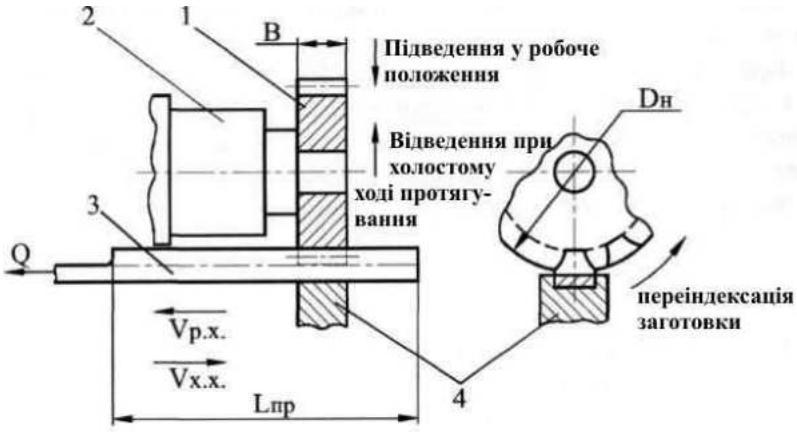


Рис. 12.7. Схема протягування зубів циліндричних коліс: на горизонтально-протяжному верстаті:
1 –заготовка; 2 – автоматичне ділильне пристосування; 3 – модульна протяжка; 4 – адаптер [2, 3]



Рис. 12.8. Колове протягування

Індивідуальне оброблення западин здійснюють на горизонтально-протяжних верстатах моделей 7Б55У, 7Б56, 7Б57 та ін.(див. рис. 12.7), а також на вертикально-протяжних – моделей 7Б74, 7Б75 і 7Б76 із ділильним пристосуванням, що працюють за автоматичним циклом:

- підведення деталі в робочу зону після повернення протяжки в початкове положення для протягування чергової западини;
- відведення її і переіндексація на чергову западину при зворотному (холостому) ході протяжки;
- підведення для виконання робочого ходу.

Процес оброблення здійснюється до повного нарізання вінця, тобто виконання одного проходу.

Протягування – бувають модульні комбіновані, такі, що складаються з декількох секцій. Матеріал різальної частини – швидкорізальні сталі, широко використовують при протягуванні пазів для кріплення лопаток у дисках компресора та турбіни: Р12Ф5М, Р12Ф2К5М3, Р9М4К8 та ін. Доцільно використовувати збірні протяжки із твердосплавними зубами з ВК6, ВК8, Т15К6.

Довжина протяжки залежить від глибини протягування, западини між зубами та товщина стружки a_z, що знімається одним зубом. При $m < 2,0...2,5$ мм нарізання зубів здійснюється однією протяжкою; при $m > 2,5$ – кількість проходів, а відповідно протяжок, збільшується до двох-трьох і більше.

Встановлювати деталі бажано на конструкторські бази, заздалегідь оброблені на чорновому етапі із точністю не нижче 7-го квалітету, тобто шліфуванням.

Биття встановлюючих елементів пристосування не має перевищувати 0,015...0,020 мм; посадковий зазор – 0,02...0,05 мм. Похибка від ділення має бути в межах 4...7'.

Режим оброблення визначається товщиною стружки a_z, що зрізається, і швидкістю різання V_{px}. Товщину стружки, що зрізається, зазвичай встановлюють у межах 0,02...0,04 мм, враховуючи міцність зуба протяжки.

Швидкість різання при протягуванні елементів конструкції деталей з легованих сталей приймають такою, що дорівнює 4...6 м/хв.

Перевагою цього методу є висока точність оброблення; порівняно висока продуктивність; не вимагається спеціального устаткування; можна використовувати протяжки після переточування і ділильні пристрої для протягування пазів у дисках турбіни і компресора для кріплення лопаток.

12.1.4.1.3. Протягування зовнішніх зубів циліндричних коліс груповими протяжками

Протягують зовнішні зуби дрібномодульних коліс $m < 1,5$, малої довжини на вертикально-протягувальних верстатах за наявності виходу протяжки за допомогою спеціального пристосування (див. рис. 12.9).

Інструмент – комплексна протяжка, складається з декількох секцій – протяжок, які дорівнюють кількості западин, розташованих усередині жорсткого циліндричного корпусу.

Заготовку встановлюють на посадочному елементі пристрою із зазором, що забезпечує задану величину биття початкового циліндра.

Протяжка пов'язана з повзуном верстата і переміщується за напрямними, жорстко закріпленими до основи встановлюючого пристрою.

Нарізання всього вінця здійснюється за один робочий хід, наприкінці якого колесо знімається та протяжка повертається у верхнє початкове положення.

У процесі протягування в зону різання інтенсивно подається змазувально-охолоджуюча рідина. Подача на зуб обумовлюється

товщиною стружки, що знімається, та становить 0,02...0,04 мм і приймається з умови міцності зуба. Кількість різальних зубів і довжина протяжки залежать від величини модуля колеса і довжини зуба.

Швидкість різання встановлюють, як при звичайному протягуванні пазів – 4...10 м/хв.

Метод широко використовують на заводах фірми «Iveco», а також на інших підприємствах масового і багатосерійного виробництва.

Перевага методу – висока продуктивність. Забезпечує 7–8-й степінь точності [2, 4]. Недоліком є складність виготовлення групової протяжки.

12.1.4.1.4. Нарізання зубів методом копіювання на верстатах із багаторізцевою головкою

На рис. 12.10 показано схему оброблення прямих зубів циліндричного колеса на верстаті мод. 5120 багаторізцевою головкою, різці якої мають форму западини між зубами. Кількості зубів і западин однакові. Зняття стружки здійснюється шляхом стругання.

У процесі оброблення головка нерухома, а заготовка здійснює поворотно-поступальну вертикальну ходу.

З кожним робочим ходом заготовки різці автоматично переміщуються до центру у радіальному напрямі на величину подачі 0,05...0,1 мм до повного нарізання западини. При зворотному русі різці відводяться на 0,1 мм, щоб запобігти тертю обробленої поверхні о задню грань.

Метод відрізняється високою продуктивністю, але забезпечує тільки 9–10-у міру точності. Із збільшенням кількості зубів і модуля збільшується сумарна сила різання, що є однією з причин зниження точності. Потрібна висока точність при виготовленні різців і їх встановлення у робоче положення. Тому його доцільно застосовувати у масовому і багатосерійному виробництві як попереднє оброблення, а також при нарізанні зубів коліс середнього ступеня точності.

12.1.4.2. Нарізання зубів циліндричних коліс методом обкатування

Даний метод є головним в авіамоторобудуванні. Залежно від конструкції деталі – форми розмірів, модуля, а також від програми випуску у виробництві зубчастих коліс застосовують: зубофрезерування, зуботочення, зубодовблення, зубострогання.

12.1.4.2.1. Зубофрезерування

Нарізують прямі та спіральні зовнішні зуби циліндричних коліс різних діаметральних розмірів і модулів на зубофрезерувальних верстатах черв'ячними фрезами. Робоча зона зубофрезерувального верстата показана на рис. 12.11, а схема фрезерування – на рис. 12.12.

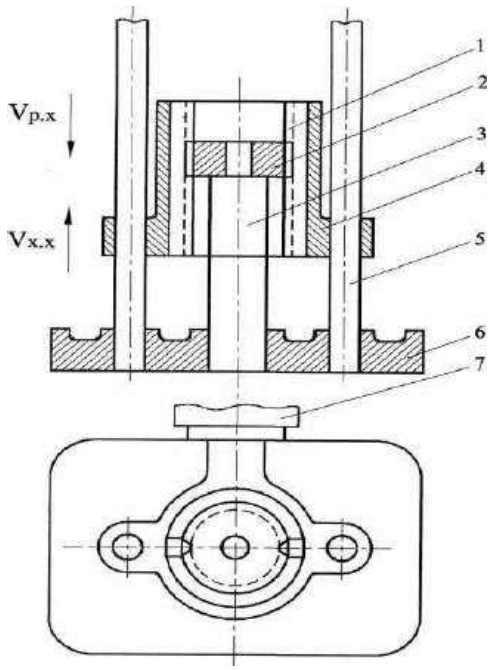


Рис. 12.9. Схема протягування всіх зовнішніх зубів мілкомодульних коліс одночасно з блоком протяжок: 1 – одна з протяжок; 2 – заготовка; 3 – стояк; 4 – корпус протяжок; 5 – напрямні; 6 – основа пристрою; 7 – повзун вертикально-протяжного верстата [2]

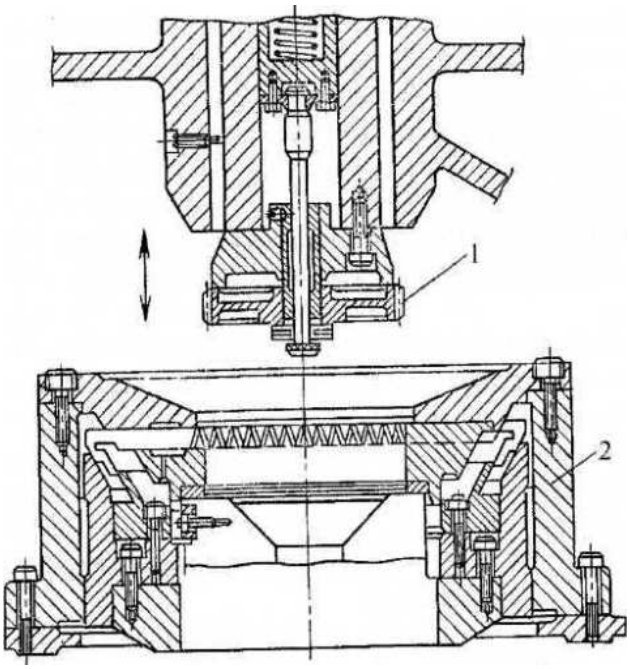


Рис. 12.10. Схема оброблення зубів шестірні на верстаті з багаторізцевою головкою: 1 – шестірня; 2 – багаторізцева головка

Фреза в осьовому перерізі має вигляд зубчастої рейки, що добре поєднується з евольвентною поверхнею зубів. Вся різальна частина черв'ячної фрези є набором зубчастих рейок із гвинтовим розташуванням зубів в осьовому напрямі. Така конструкція інструменту дозволяє використовувати його для нарізання будь-якого числа зубів коліс одного модуля з однаковим кутом зачеплення.

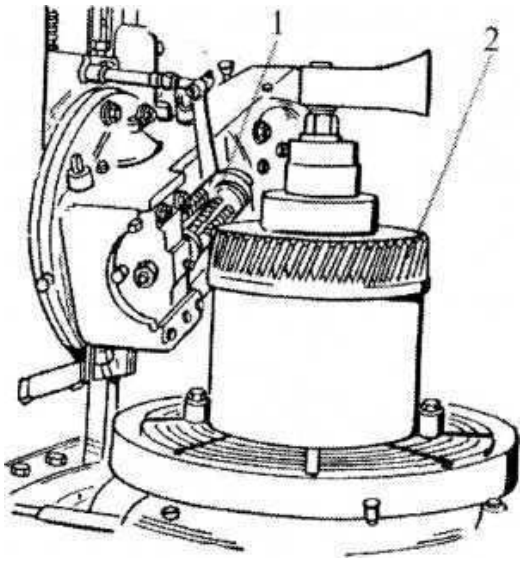
Сутність методу обкатування полягає в тому, що черв'ячна фреза та зубчасте колесо в процесі нарізання знаходяться у відносному зачепленні з передавальним числом

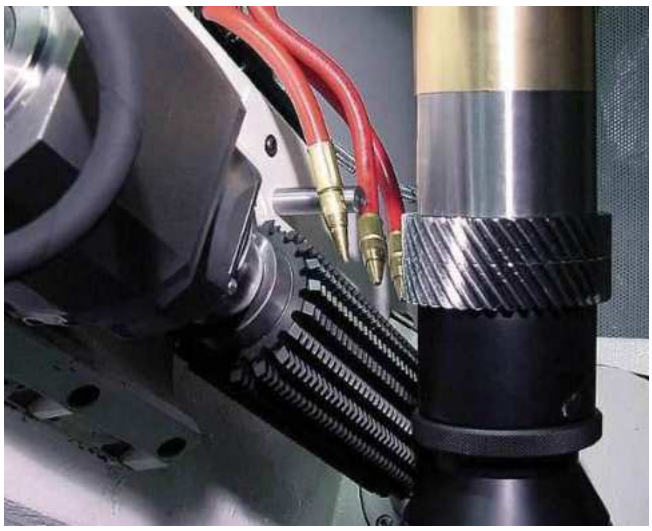
$$i = \frac{n_ф}{n_д} = \frac{z_д}{k},$$

де $n_ф$ і $n_д$ – частота обертання фрези і деталі відповідно, об/хв;

$Z_Д$ – кількість зубів нарізаного колеса, шт.;

к – кількість заходів черв'ячної фрези.





а б

Рис. 12.11. Робоча зона зубонарізувального верстата:
1 – черв'ячна модульна фреза; 2 – заготовка [2]

Як видно з рис. 12.13, вісь черв'ячної фрези встановлюють під кутом β до базової площини – торця нарізаного колеса.

При нарізанні прямих зубів (див. рис. 12.13, а) кут встановлення

$$\beta = \alpha_{ф},$$

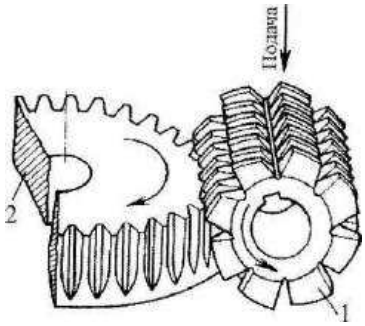
де $a_ф$ – кут підйому нитки черв'ячної фрези на ділильному циліндрі.

При нарізанні спіральних (косозубих) коліс: $\beta = \alpha_{ф} \pm \alpha_{К}$,

де $a_К$ – кут підйому спіралі (відхилення зуба від вертикальної площини) нарізаного колеса.

При цьому кути віднімаються, якщо напрям спіралі коліс і нитки черв'ячної фрези збігаються (див. рис. 12.13, *б*), і підсумовуються – якщо мають протилежний напрям (див. рис. 12.13, ***в).***





а б

Рис. 12.12. Схема процесу оброблення черв'ячною фрезою:
а – черв'ячна модульна фреза; б – схема фрезерування зубів;
1 – черв'ячна модульна фреза; 2 – заготовки нарізаного колеса

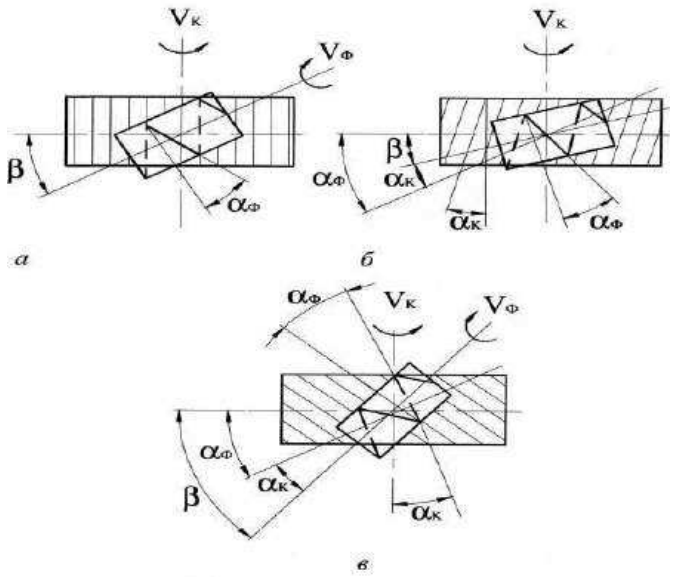


Рис. 12.13. Кут установлення фрези:

а – $\beta=\alpha_{ф}$ – прямозубі колеса;

б – $\beta=\alpha_{ф}-\alpha_{к}$ – збіг напрямів спіралі колеса і нитки черв'ячної фрези;

в – $\beta=\alpha_{ф}+\alpha_{к}$ – протилежні напрями спіралі колеса і нитки черв'ячної фрези [2]

Кінематична схема оброблення показана на рис. 12.14.

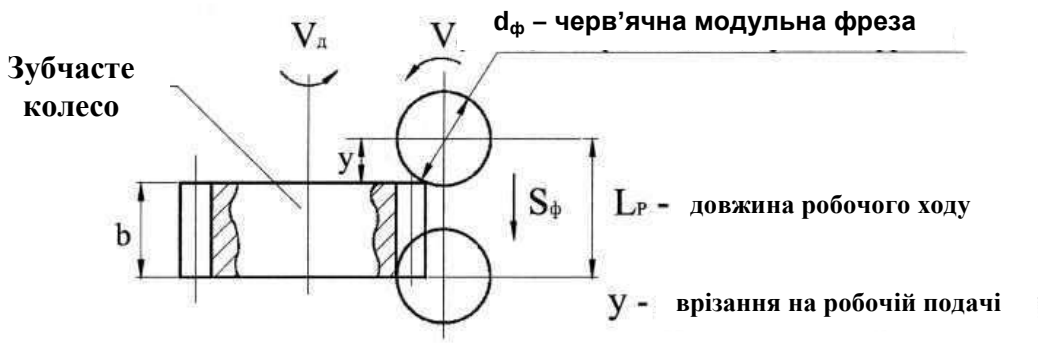


Рис. 12.14. Кінематична схема зубофрезерування методом обкатування

Верстати – зубофрезерні, високої жорсткості заводу «Комсомолець» мод. 532, 5320, 5Д32,5А325, 5342,5330, 535Б, а також зарубіжних фірм: «Пфаутер», «Рейнекер», «Гульд-Ебер» та ін.

Висока жорсткість верстатів дозволяє нарізати зуби з подачею *S = 15* мм/об деталі і швидкістю різання V = 300 м/хв.

Верстати мають механізм як для звичайного фрезерування «напрямок проти подачі», так і для фрезерування «напрямок по подачі» при виконанні другого проходу, а також механізмом плавного переміщення фрези уздовж осі, що суттєво підвищує її стійкість.





а б

Рис. 12.15. Робоча зона верстата: а – вертикального;
б – горизонтального

Інструмент – черв'ячні модульні фрези: однозаходні – для чистової обробки і багатозаходні (двох-, трьох- і навіть чотирьох) – для попереднього нарізання зубів великих модулів. При цьому продуктивність збільшується на 60...70 % порівняно з однозаходними фрезами.

Матеріал фрез – швидкорізальні сталі: Р12Ф5М, Р6М5К5, Р9М4К8 і т.ін., а також пластинки із твердих сплавів ВК8, ВК6,Т5К10

Геометрія різальних зубів. Передній кут $\gamma = 0°$, задній кут – $\alpha = (1,5...5,0)°$.

Кількість проходів – залежить від величини модуля. При $m < 2$ зуби нарізають за один прохід (начисто). При $m = 2,5...6$ виконують два проходи: перший із глибиною різання приблизно 0,6 висоти зуба; другий – 0,4, тобто знімають припуск, що залишився. При $m = 6...10$ зуби нарізають за три проходи. У всіх випадках для чистової остаточної обробки залишають припуск 0,5...1,0 мм на товщину зуба.

Точність і якість поверхні. За наявності чистової обробки під шліфування добре заточеною фрезою і мінімальною похибкою встановлення зубофрезерування дозволяє отримати 8-й і навіть 7-й ступінь точності коліс середніх модулів і шорсткість поверхні зубів R_a=6,3...1,6 мкм за ГОСТ 2789-73.

Відносно невисока точність нарізання зубів викликана:

1) спотворенням профілю рейки в осьовому перерізі черв'яка підйомом нитки;
2) неточністю при заточуванні різальних зубів;
3) коливаннями пружних віджимань елементів технологічної системи ВПІД.

Для підвищення точності оброблення необхідно як технологічні бази використовувати конструкторські бази, підготовку яких зазвичай виконують на чорновому етапі технологічного процесу.

Режим оброблення. При чорновому нарізанні рекомендується: подача S=1,5...3,0 мм/об деталі; швидкість різання V = 25...30 м/хв. При чистовому нарізанні S = 0,5...2 мм/об. деталі; V = 30...35 м/хв для коліс зі сталей середньої твердості. Як ЗОР доцільно застосовувати сульфофрезол.

Продуктивність оброблення є високою завдяки:

1) безперервному контакту різального інструменту і оброблюваної деталі;
2) застосуванню багатозахідних фрез;
3) можливості оброблення верстатопартії – декількох деталей одночасно;
4) надійному базуванню заготовки на точно оброблених конструкторських базах без вивіряння;
5) швидкодіючим елементам кріплення.

При використанні двозахідної фрези на режимах різання однозаходної фрези частота обертання заготовки колеса подвоюється, відповідно підвищується і продуктивність. Проте при цьому удвічі зменшується кількість «різців», необхідних для формування профілю зуба, що призводить до зниження точності і збільшення шорсткості поверхні. Тому застосування багатозахідних фрез є доцільним тільки для попереднього нарізання зубів великих модулів.

Окрім звичайного фрезерування циліндричних коліс існує діагональне, при якому фреза має дві подачі: одну – у напрямі осі оброблюваного колеса; другу – тангенціальну уздовж осі фрези. В даному випадку при виконанні операції беруть участь всі різальні зуби фрези, що збільшує її стійкість, але декілька знижує точність оброблення внаслідок похибки у кінематичному зв'язку.

Колеса з корегованими зубами фрезерують звичайними фрезами. При цьому змінюють міжосьову відстань між фрезою і нарізаним колесом, чим забезпечують задану товщину зубів.

При фрезеруванні зубів із піднутренням застосовують фрези із потовщеною головкою зуба.

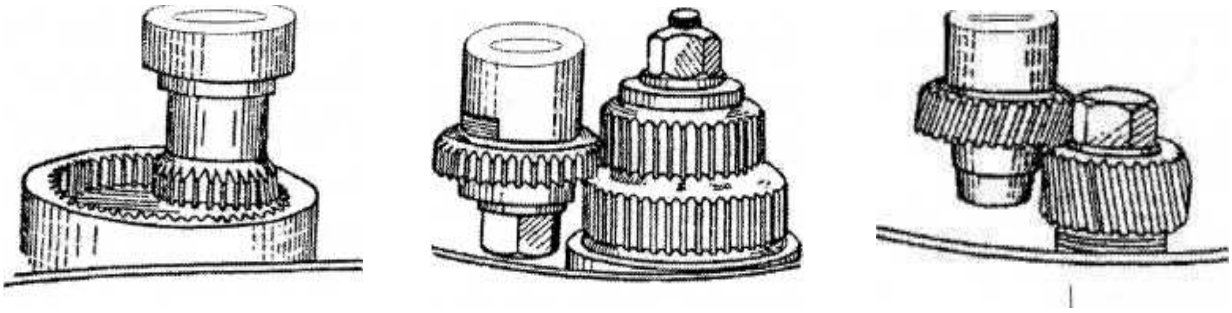
12.1.4.2.2. Нарізання зубів циліндричних коліс зубодовбленням

Зубодовбленням нарізають прямі та спіральні зуби циліндричних коліс (рис. 12.16). Це єдиний метод нарізання прямих зубів внутрішнього зачеплення (рис. 12.16, а), а також блокових коліс зовнішнього зачеплення, якщо немає виходу для черв'ячної модульної фрези при зубофрезеруванні (рис. 12.16, б).

Зубодовбальні верстати (головним чином вертикальні) – заводу «Комсомолець» мод. 512, 5А12, 514, 516; а також зарубіжних фірм «Феллоу», «Лоренц» та ін. Верстати мод. 512 та 5А12 – швидкохідні,

мають чотири ступеня швидкостей штоселя в межах від 250...600 подвійних ходів у хвилину.

Для нарізання зубів та евольвентних шліц на довгих валах застосовують зубодовбальні горизонтальні верстати.



а б в

Рис. 12.16. Довбання зубів на зубодовбальних верстатах:
а – коліс із внутрішніми зубами; *б* – блокових;
в – косозубих зовнішнього зачеплення

Інструмент. При нарізанні зубів циліндричних коліс авіаційних двигунів з модулем m < 9 застосовують круглі довбачі з прямим і косим зубами; дискові, чашкові, втулкові та хвостові (рис. 12.17).

Матеріал довбачів – швидкорізальна сталь.

Різальна частина – затиловані зуби шестірні того ж модуля і кута зачеплення, що і нарізане колесо, 6 – 7-го ступенів точності. Кожен зуб є різцем із переднім кутом $\gamma = 5°$ і заднім – $\alpha = 6°$.

Дискові зуборізальні довбачі із прямим зубом (див. рис. 12.17, а) призначені для оброблення зубчастих коліс із зовнішнім і внутрішнім зачепленням.

Дискові довбачі з косим зубом (див. рис. 12.17, *б)* призначені для нарізання спіральних зубів. Їх виготовляють комплектом із двох довбачів – з лівим і правим нахилом зубів.

Чашкові довбачі (див. рис. 12.17, г) зазвичай застосовують для циліндричних коліс із прямим зубом зовнішнього 20°-го зачеплення, конструкція яких перешкоджає проходу гайки, що кріпить довбач.

Втулкові довбачі (див. рис. 12.17, *в)* використовують для циліндричних коліс із прямим зубом внутрішнього 20°-го зачеплення, а також для коліс зовнішнього зачеплення з малими модулями – від 1 до 3,5 мм діаметром ділильного кола до 50 мм.

Хвостові довбачі (див. рис. 12.17, *д)* застосовують для прямозубих і косозубих циліндричних коліс 20°-го внутрішнього зачеплення з нахилом зубів 15°.

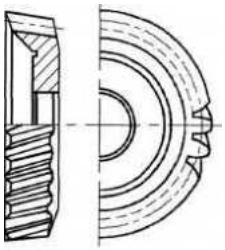
Як показано на рис. 12.16, довбач і нарізане колесо на верстаті є кінематично зв'язаною парою, тобто є в умовному зачепленні і обертаються навколо своїх осей зі швидкістю, що дорівнює круговій подачі колеса – $S_{Кр}$, мм/дв. хід довбача.

При нарізанні прямозубих коліс довбач здійснює поворотно-поступальну ходу. При нарізанні косозубих коліс штосель отримує додаткове обертання на величину відхилення спіралі зуба за допомогою копіра. При зворотному (холостому) ході довбача нарізане колесо переміщується від його осі приблизно на 0,1 мм, щоб уникнути затирання по задній грані.

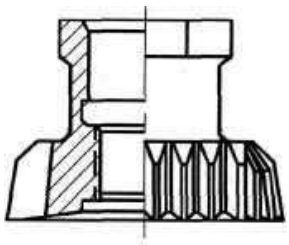
Врізування довбача на початку оброблення здійснюється за відсутності кругової подачі або із круговою подачею. При цьому подачу «на врізування» зазвичай приймають у відсотках від кола.



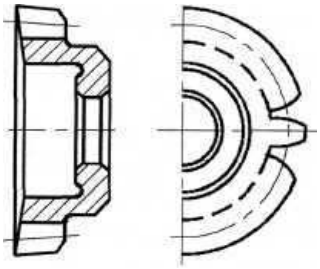
а



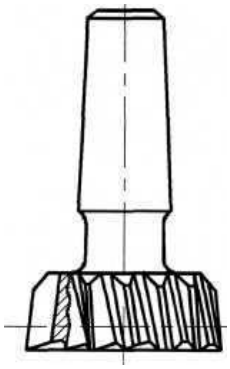
б



в



г





д

Рис. 12.17. Конструкції довбачів:
а – дискові із прямими зубами; *б* – дискові з косими зубами; в – втулкові; *г* – чашкові; *д* – хвостові

Режими різання. При нарізанні зубів коліс зі сталей середньої твердості (HRC 32 ... 38):

а) для чорнової обробки приймають:
- швидкість різання – V = 12...18 м/хв;
- кругову подачу – $S_{кр}$ = 0,25...0,5 мм/дв. хід довбача;

б) для чистової обробки:

- V = 12 ... 18 м/хв і $S_{кр}$ = 0,15 ... 0,30 мм/дв. хід довбача із поперечною подачею урізування – $S_{вр}$ = (0,1 ... 0,3) $S_{кр}$ в обох випадках.

Точність оброблення. Вищий – 7-й і навіть 6-й ступінь порівняно із зубофрезеруванням при виготовленні коліс із модулем до 5 мм завдяки більшій простоті, а відповідно і вищої точності виготовлення інструменту – довбача.

Шорсткість поверхні після довблення відповідає шорсткості з R_a = 3,2 ... 1,6 мкм ГОСТ2789-73 завдяки безперервному зняттю стружки.

Продуктивність оброблення. При нарізанні коліс з модулем – m < 2,5 – така ж, як і при зубофрезеруванні, але точність на один ступінь вища. Якщо m > 2,5, доцільно застосовувати зубофрезерування, тому що відсутні холості ходи інструменту.

Кореговані зубчасті колеса при негативному і позитивному зміщенні профілю нарізаються звичайними стандартними довбачами із зміною міжосьової відстані між колесом і інструментом.

При зубодовбленні, як і при зубофрезеруванні, можна отримати фланкувальний зуб – із зрізаним профілем біля вершини на 0,02...0,04 мм для модуля m = 2,5...5,0. Це забезпечується довбачами, виготовленими з подвійними кутами профілів або нарізанням у дві операції звичайним довбачем, а потім довбачем, призначеним із цією метою.

12.1.4.2.3. Зубострогання

Зазвичай застосовують при нарізанні зубів шевронних, а також прямозубих і косозубих коліс великих діаметрів з модулями до 60 мм. Схема нарізання показана на рис. 12.18. Через наявність холостих ходів інструменту і переіндексації інструменту (переміщення в початкове положення при обробленні чергового зуба) продуктивність істотно знижується, що обмежує застосування методу при виготовленні зубчастих коліс середніх (2,5...90 мм) модулів.

Використовують верстати «Комсомолець» мод. 515, а також фірм «МААГ» і «Паркінсон». Інструмент – гребінка, є рейкою з 6 – 8 прямобічними різальними зубами, що дозволяє виготовляти її з високою точністю. Як показано на рис. 12.18, обкатка має місце при нарізанні одного зуба, в процесі якого гребінка і колесо знаходяться в умовному зачепленні. Для оброблення чергового зуба інструмент має повернутися в початкове положення.

Для нарізання зубів шевронних коліс верстати мають дві гребінки (мод. 515). Оскільки зуби шевронних коліс шліфувати не можна і єдиним методом оброблення їх після термополіпшення – цементації, гартування і відпуску або азотування є притирання, це нарізання необхідно проводити з високою точністю. Що стосується кроку між зубами, то точність його забезпечується ділильним пристроєм верстата. А точність профілю залежить від точності інструменту. Нарізання виконують за два-три

проходи. Чистовий прохід іноді виділяють в окрему операцію на точніших верстатах.

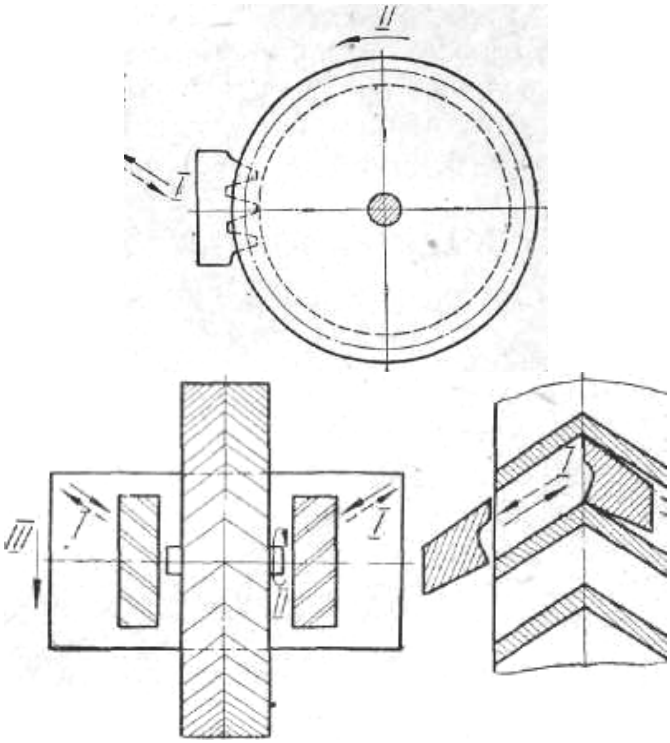


Рис. 12.18. Схеми нарізання зубів шевронних коліс і руху інструменту



Рис. 12.19. Різальний інструмент

12.1.4.3. Методи оброблення зубів циліндричних коліс

Оброблення застосовують для підвищення їх надійності при тривалій експлуатації двигунів – міцності та зносостійкості зубів, а також для зниження рівня вібрацій і шуму.

Методи оброблення. Залежно від розмірів, форми колеса, виду зачеплення (зовнішнього або внутрішнього), твердості матеріалу, необхідної точності й якості поверхні зуба застосовують: шевінгування, шліфування, зубохонінгування, притирання, полірування.

12.1.4.3.1. Шевінгування

Шевінгування – процес точного оброблення прямих і спіральних зубів циліндричних коліс металевим або абразивним інструментом – шевером на зубошевінгувальних верстатах.

У машинобудуванні використовують верстати моделей 5712, 571 А, 571 Б, 5714, 5715, 5716, 5717 та ін. для шевінгування зовнішніх і внутрішніх (5717) зубів. Процес шевінгування показано на рис. 12.20, *б.*

Металевим шевером обробляють колеса твердістю не вище HRC 40 одиниць, тобто до гартування і відпуску із гартованих і цементованих сталей і перед азотуванням – із азотованих сталей.

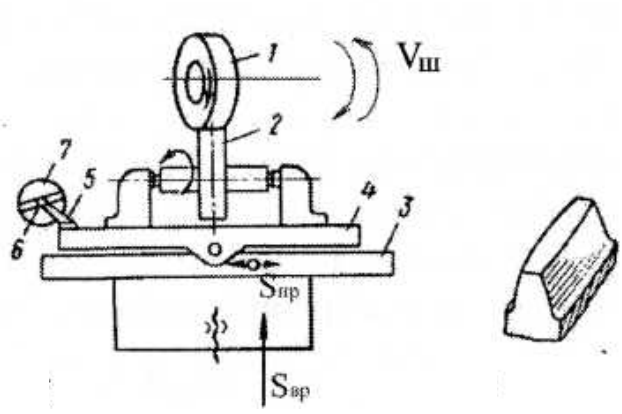
Шевери бувають плоскі або круглі, виготовлені з інструментальної швидкорізальної сталі, такі, що мають після термооброблення високу твердість – HRC 62...64 одиниці.

В авіадвигунобудуванні шевінгування зубів здійснюється круглими шеверами, виконаними у вигляді шестірні із прямими або спіральними зубами, на поверхні яких розташовані канавки з різальними кромками (рис. 12.20, *а).* Зазвичай їх виготовляють для найбільш поширених модулів – m = 2...8 мм, з діаметрами ділильних кіл 180...240 мм і кутами нахилу зубів 10...15°.

Число зубів шевера і оброблюваного колеса не повинно бути кратним, що виключає періодичне копіювання похибок зубів інструменту на зубах колеса.



а



б в

Рис. 12.20. Процес шевінгування бочкоподібного зуба круглим шевером:

а – шевер; *б* – схема оброблення і елементи конструкції верстата: 1 – шевер; 2 – зубчасте колесо; 3 – стіл верстата з подовжнім переміщенням; 4 – пристосування, що коливається; 5 – кронштейн пристосування; 6 – палець; 7 – паз копіра, що забезпечує хитання для отримання бочкоподібної поверхні зуба; *в* – бочкоподібний зуб

У процесі оброблення шевер і колеса знаходяться в беззазорному зачепленні і при обертанні їх внаслідок відносного ковзання уздовж твірних зубів відбувається зрізання дуже тонких стружок товщиною 0,005 ... 0,01 мм гострими кромками канавок шевера (рис. 12.21).

Для оброблення прямозубих коліс шевер має бути із спіральним зубом, а для «косозубих» коліс – із прямим зубом.

Обертання шевера реверсивне із частотою 100...300 об/хв, що дозволяє здійснювати оброблення зуба з обох боків. Для його оброблення за всією довжиною стіл переміщують у прямому та зворотному напрямку зі швидкістю 0,1...0,3 мм за один оберт деталі. В кінці кожного ходу відбувається «урізування» з вертикальною подачею 0,02...0,03 мм. Припуск на шевінгування – 0,1...0,2 мм на товщину зуба. Він знімається за 10–12 подвійних ходів столу. Для поліпшення шорсткості поверхні зуба стіл переміщують додатково з подвійним ходом від чотирьох до восьми разів без урізування.

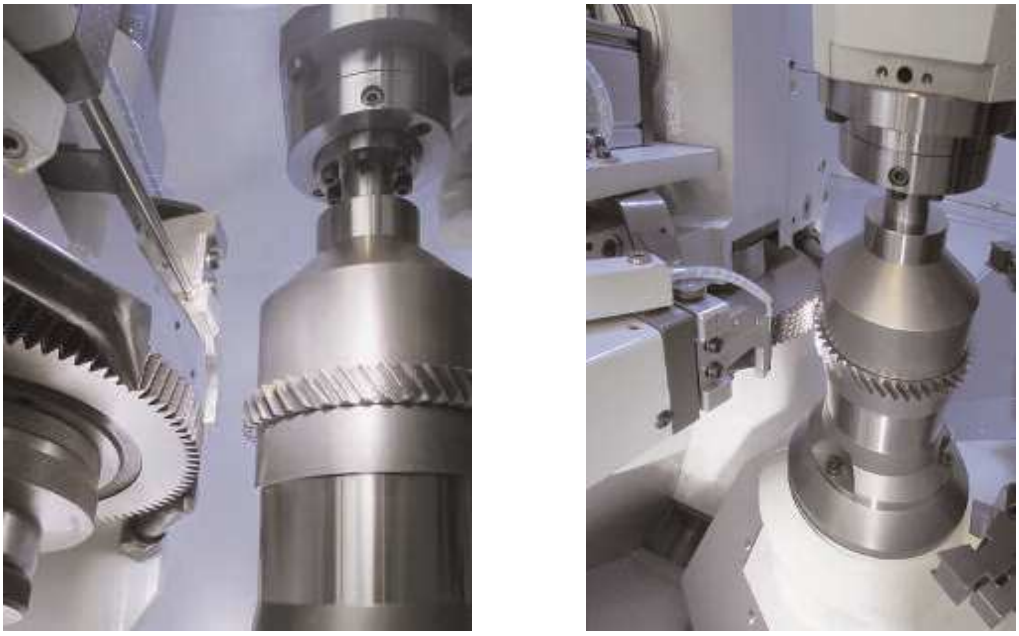


Рис. 12.21. Робоча зона верстата

Точність шевінгування залежить від точності попереднього оброблення і підвищується зазвичай на один ступінь. Похибка за евольвентою становить 8...15 мкм; за шагом – 8...10 мкм; неконцентричність початкового циліндра і базової поверхні – 5...10 мкм.

За необхідності отримання бочкоподібної поверхні зуба стіл верстата коливають спеціальним пристроєм. При цьому різниця у товщині зуба на діаметрі ділильного кола за довжиною становить 0,02...0,04 мм.

Великі похибки від попереднього оброблення шевінгуванням усувати недоцільно. Економічна доцільність застосування даного методу оброблення є явною. Вони допускають 10–12 переточувань і дозволяють обробляти 40–60 деталей за годину.

Шевінгування порівняно з шліфуванням повністю виключає формування у поверхневому шарі зуба несприятливого розтягального залишкового напруження.

Для шевінгування коліс з високою твердістю – HRC 58...64 – після цементації, гартування і відпуску, а також після азотування застосовують круглі абразивні шевери із зубчастим вінцем без канавок. Використовують

шевінгувальні верстати, принцип роботи яких такий же, як і з металевим шевером.

Протягом однієї – двох хвилин шорсткість зменшується на два-три класи. Стійкість шевера середнього модуля m = 3 мм до повного зносу становить 1500 – 2000 коліс.

Припуск при обробленні абразивним шевером дорівнює 0,01...0,02 мм на сторону. Тому для підвищення продуктивності до термополіпшення шевінгування роблять металевим шевером, після термополіпшення – абразивним. Зразкова тривалість шевінгування коліс із модулем m = 3...4 мм, числом зубів 25–35 шт. і довжиною зуба B = 20 мм, абразивним шевером становить 30...40 с.

12.1.4.3.2. Шліфування

Даний метод оброблення зубів зовнішнього і внутрішнього зачеплення застосовують для отримання високої точності і зменшення шорсткості поверхні після термічної обробки – гартуванням і відпуском коліс, що виготовляються із загартованих сталей (HRC 50...59); цементованих коліс – після цементації, гартування і відпуску – (HRC 58...62); що азотуються внаслідок азотування (HRC 62...64).

Шліфування забезпечує 6-й і навіть 5-й ступінь точності.

Відхилення головних характеристик, що визначають точність зчеплення, не перевищують: товщина зуба – 0,03 мм; головного кроку – 0,005...0,006 мм; профілю зуба – 0,002...0,005 мм; биття початкового циліндра – 0,01...0,02 мм.

Припуск на шліфування залежить від попереднього оброблення і похибки встановлення – базування і закріплення. Зазвичай при існуючих методах оброблення зубів його величина для коліс із модулем 2,5...6 мм становить 0,3...0,4 мм на товщину зуба.

Необґрунтоване збільшення припуску на шліфування суттєво збільшує трудомісткість і вартість виготовлення зубчастих коліс.

Методи шліфування

Два методи: метод копіювання і метод обкатування розрізняють за способом дії інструменту на оброблювану поверхню зуба і залежно від кінематики процесу. Сутність кожного в даному випадку залишається такою же, як і при нарізанні зубів.

Шліфування зубів циліндричних коліс методом копіювання

Методом копіювання шліфують тільки прямі зуби коліс зовнішнього і внутрішнього зачеплення шліфувальними кругами, робоча частина яких виконана із точністю профіля западини між зубами (рис. 12.22, 12.23). Верстати моделей 586, 5860, 5861 використовують для шліфування зовнішніх зубів і моделей 5860В і 586В для шліфування зубів коліс внутрішнього зачеплення, а також верстати фірм «Оркут» і «Гир-грайденг».



Рис. 12.22. Шліфувальні круги для оброблення зубчастих коліс методом копіювання

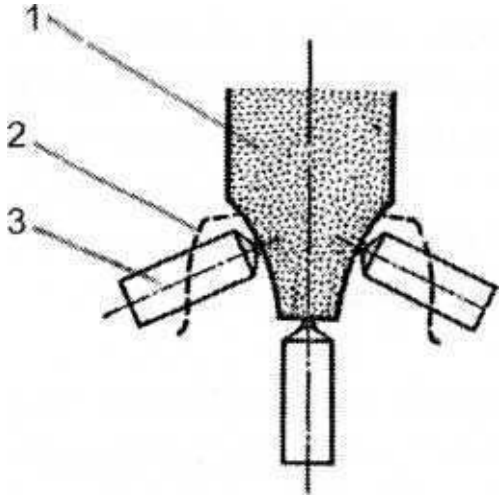


Рис. 12.23. Правка шліфувального круга трьома алмазами суворо за профілем западини між зубами: 1 – шліфувальний круг; 2 – алмазні наконечники; 3 – пунктиром наведені профілі зубів, що створюють западину

Робочу зону верстата для шліфування методом копіювання внутрішніх зубів показано на рис. 12.24. Процес шліфування здійснюється переміщенням шліфувального круга уздовж твірної зуба. Після кожного подвійного ходу відбувається переіндексація колеса на наступну западину за допомогою автоматичного ділильного пристрою.

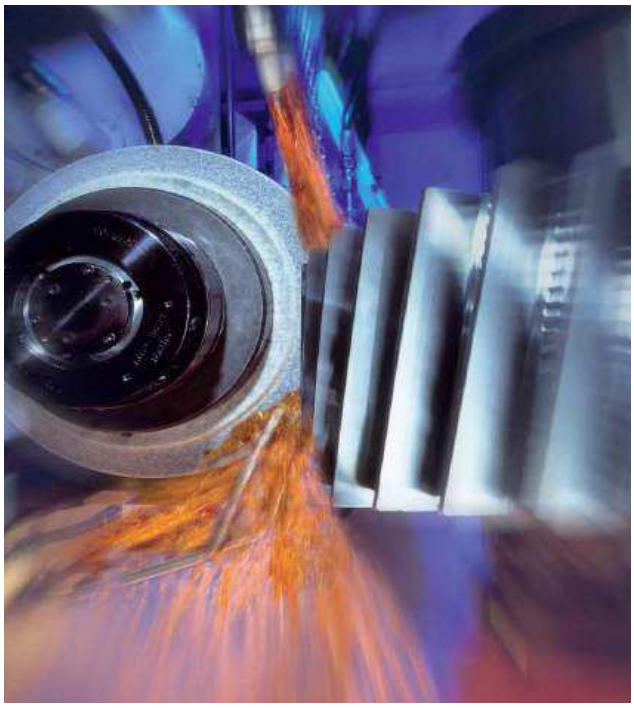


Рис. 12.24. Робоча зона верстата

Режим оброблення. Рекомендовано швидкість обертання круга – $V_Ш$ = 20...25 м/с; швидкість осьового переміщення – $V_{ос}$ = 12 ... 20 м/хв. Глибина різання за нормаллю до профілю зуба – t = 0,005...0,01 мм.

За один прохід шліфуються всі зуби колеса. Кількість проходів залежить від величин припуску і глибини різання. Останні один - три проходи (виходжування) зазвичай виконують без урізання.

Цей метод забезпечує високу продуктивність, але точність оброблення на один ступінь нижча, ніж за шліфування зубів методами обкатування. Точність істотно залежить від точності ділення і правки – профілізації круга, яку здійснюють за допомогою спеціального пристрою – пантографа.

Зазвичай використовують електрокорундові шліфувальні круги з керамічною зв'язкою при зовнішньому шліфуванні діаметром, що дорівнює 450 мм, зі швидкістю обертання 30...35 м/с.

Шліфування зубів циліндричних коліс методом обкатування

В авіадвигунобудуванні великого поширення набули два методи:

а) шліфування двома тарілчастими кругами на верстатах зі стрічковим механізмом обкатування;

б) шліфування черв'ячними абразивними кругами на верстатах із безперервним механізмом обкатування.

Першим методом шліфують прямі та спіральні зуби коліс зовнішнього і внутрішнього зачеплення. Застосовують верстати моделей 584, 5831 та ін., а також фірм «МААГ» і «Найльс». Існують дві схеми розташування шліфувальних кругів. Перша схема, що домінувала раніше, коли круги розташовувалися під кутом 15° кожен і в перерізі їх робочі поверхні були прямозубою рейкою, по яких здійснювали обкатку зубів (рис. 12.25, а). Друга схема (нульовий метод) – верстати із паралельними кругами (рис. 12.25, б), має широке застосування, оскільки виключає підрізування у ніжки зуба.

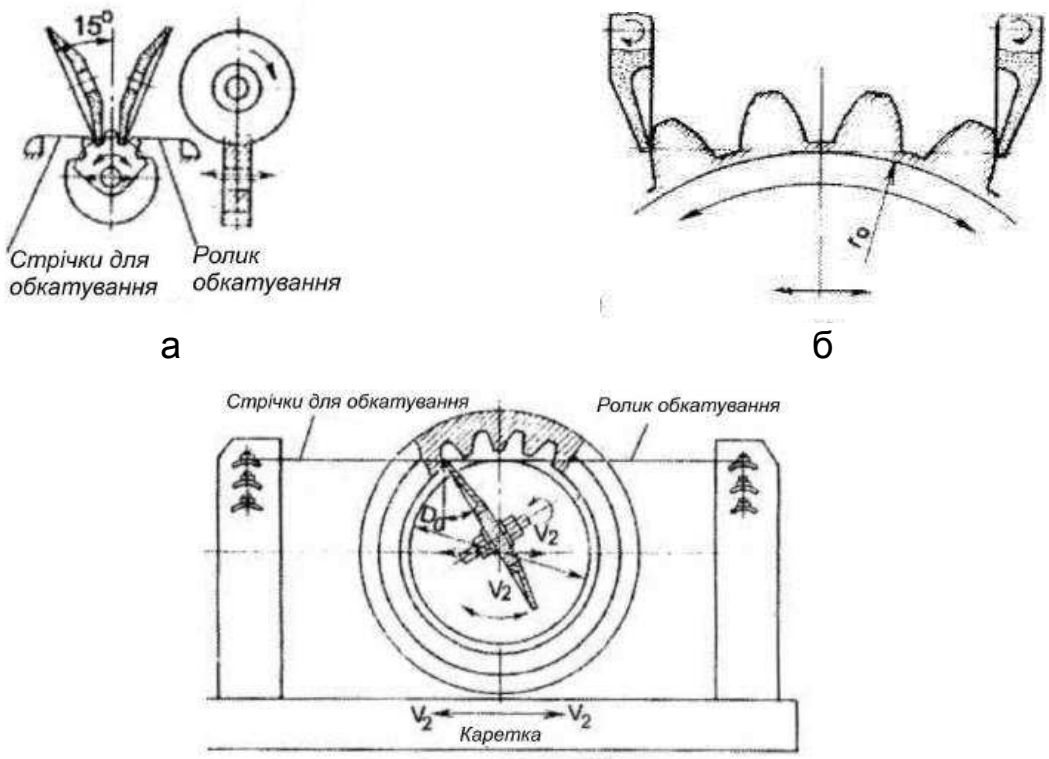
Барабанно-стрічковий механізм обкатування верстатів показано на рис. 12.25.

Колесо, що оброблюється, встановлено на оправці у центрах рухомого столу, отримує повільний реверсивний рух у напрямі довжини зуба. Протягом подвійного ходу одночасно шліфують поверхні двох зубів, після чого відбувається автоматична переіндексація коліс на два чергові зуби.

Процес обкатування складається з двох узгоджених рухів колеса – зворотно-поступального переміщення його осі в напрямку, перпендикулярному довжині зуба, та реверсивного обертання при цьому відносно своєї осі, що забезпечується барабанно-стрічковим механізмом.

Верстати для шліфування зубів даним методом мають пристрій для правки круга алмазними наконечниками перед обробленням і для підналаштування, автоматично компенсуючи зношування.

На рис. 12.26 показано схему робочої зони верстата для шліфування зубів циліндричних коліс двома кругами з барабанно-стрічковим механізмом обкатування.



а б

в

Рис. 12.25. Барабанно-стрічкові схеми обкатування верстатів для шліфування зубів циліндричних коліс:, а і *б* – зовнішнього; в – внутрішнього зачеплення

Припуск для шліфування на верстатах даного типу – 0,2...0,4 мм на товщину зуба. Кількість проходів – від двох до чотирьох, забезпечує 6-й і навіть 5-й ступінь точності шорсткості поверхні R_a – 0,4 мкм.

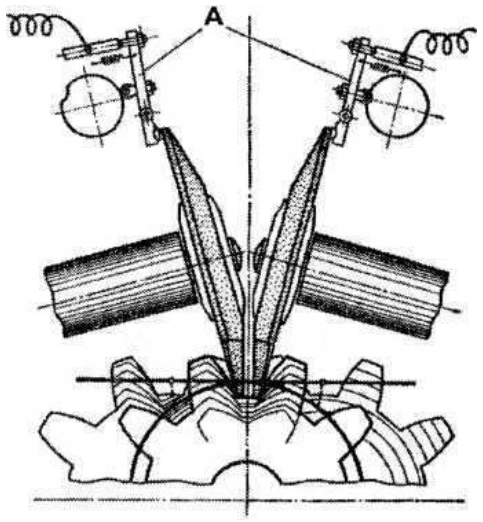


Рис. 12.26. Шліфування зубів циліндричних коліс двома кругами з барабанно-стрічковою схемою обкатування:
А – пристрій для автоматичної правки кругів

При шліфуванні даним методом зовнішніх зубів загартованих, цементованих і азотованих коліс з модулем 1,0...3,0 мм можна отримати відхилення товщини зуба, що не перевищує 0,03 мм; головного кроку і профілю – 0,006 мм; неконцентричності початкового циліндра і конструкторської бази – 0,03 мм, що відповідає п’ятому ступеню точності.

Шліфування абразивним черв'яком

У серійному виробництві авіаційних двигунів доцільно використовувати високопродуктивні зубошліфувальні верстати, що працюють на основі методу безперервного обкатування черв'ячним абразивним кругом моделей 5830, 5832, 5833, а також фірм «Рейсхауер» – Швейцарія і «Матрикс» – Англія (рис. 12.27).

Черв'ячний круг у перерізі має прямолінійний профіль, формування якого здійснюється спеціальним алмазним пристроєм.

Круги електрокорундові з керамічною зв'язкою діаметром 450 мм. Швидкість обертання круга – 30...35 м/с. Шліфують зубчасті колеса з модулем 1,5...3,0 мм діаметром до 200 мм. Осьовий рух (подача) приводить до руху деталь.

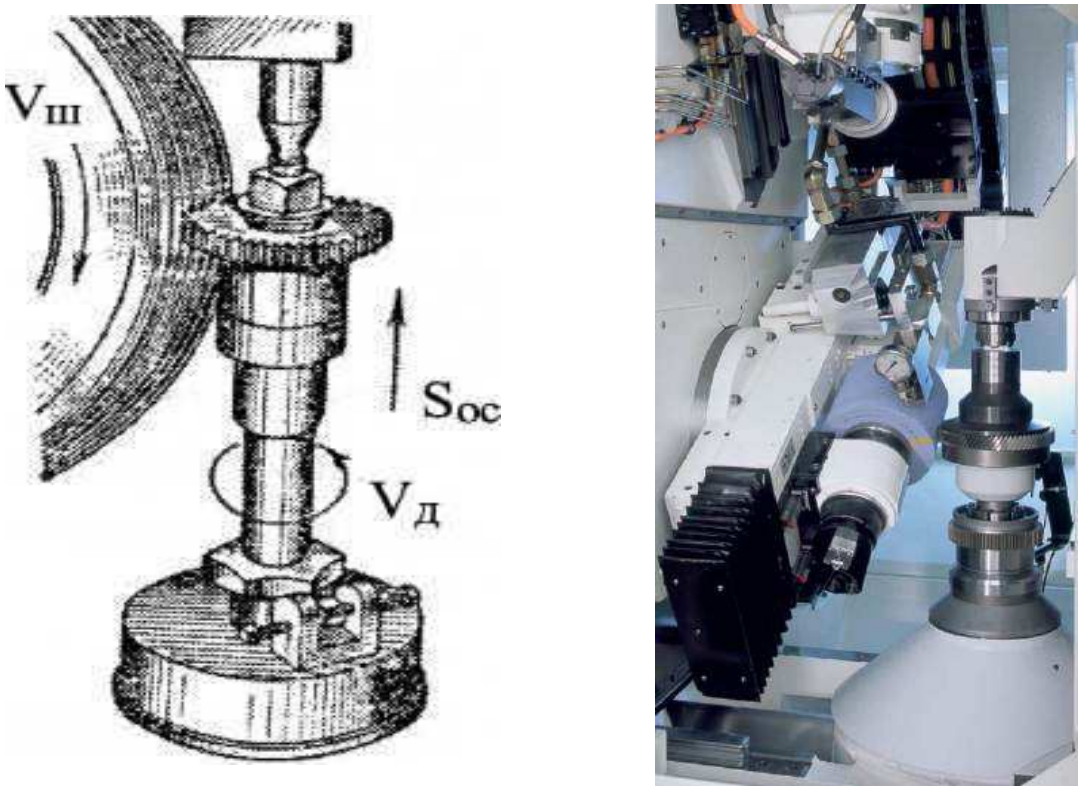


Рис. 12.27. Шліфування зубів шестерень абразивним черв'ячним кругом

Коли полозки верстата рухаються вгору, відбувається шліфування. При зворотному прискореному вниз – долу круг автоматично відводиться від колеса і в кінці його займає положення для чергового проходу. Даний

метод шліфування забезпечує 6-й ступінь точності і найбільшу продуктивність порівняно з розглянутими раніше. При цьому шорсткість поверхні після шліфування відповідає поверхні з R_a = 0,8...0,4 мкм – ГОСТ2789-73 і ГОСТ2.309-73.

Припуск на шліфування становить 0,3...0,4 мм на товщину зуба.

Зубохонінгування. Цей метод фінішної обробки практично витісняє притирання зовнішніх і внутрішніх зубів циліндричних коліс. Зубохонінгування виконують після їх термополіпшення – цементації, гартування і відпуску, азотування і остаточного шліфування, а також після цементації, шевінгування, гартування і відпуску для – нешліфованих зубів.

Ці верстати є подібними до шевінгувальних при схрещених осях хона та оброблюваного колеса, але за відсутністю радіальної подачі. Зубчастий хон – колесо гелікоїда, виготовлене із пластмаси і шаржоване абразивом. Припуск на оброблення – 0,025...0,05 мм.

Зубчасте колесо і хон знаходяться в зачепленні без зазору. Реверсивне обертання приводить до руху хон від електродвигуна, при цьому колесо здійснює поворотно-поступальну ходу уздовж своєї осі.

Хонінгують як прямі, так і спіральні зуби з модулем 1,25...6,0 мм: звичайні, бочкоподібні та фланкувальні.

Процес здійснюється при постійному тиску між хоном і колесом із рясним охолоджуванням ЗОР. Хонінгування усуває видимі дефекти і зменшує похибки кроку, профілю і неконцентричності початкового кола та базової поверхні колеса.

Машинний час – 25 секунд на один зуб.

12.1.4.3.3. Притирання зубів

Притирання зубів. Це один із методів фінішної обробки термополіпшених зубчастих коліс зовнішнього і внутрішнього зачеплення твердістю, більшою, ніж HRC 58 після шліфування.

Мета – це підвищення точності і поліпшення шорсткості робочої поверхні зуба навантажених коліс.

Припуск на притирання становить 0,005...0,02 мм на сторону, і практично знімання металу відбувається в межах поля допуску.

Якнайкращим варіантом технологічного процесу є притирання зубів після цементації, шевінгування, гартування і відпуску, що виключає їх шліфування, яке різко підвищує продуктивність виготовлення коліс з цементованих сталей на остаточному етапі.

Методи притирання:

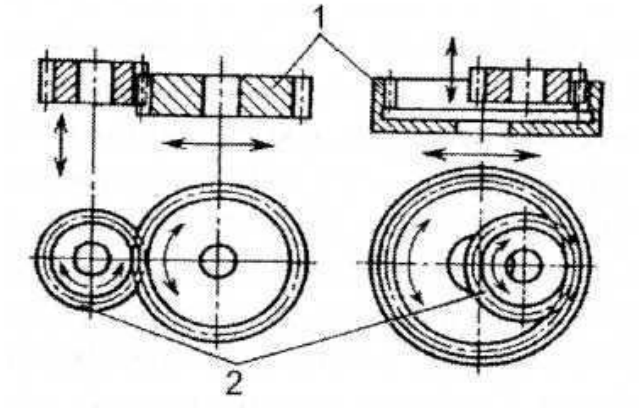
1. Притирання чавунними притирами, виконаними у вигляді точних циліндричних коліс.
2. Притирання чавунним «черв'яком».

Притирання циліндричними притирами має широке розповсюдження не лише в авіадвигунобудуванні, але і в інших галузях промисловості – автомобіле- і тракторобудуванні та здійснюється за двома схемами:

– осі деталі і притира паралельні – притирання одним притиром (рис. 12.28);
– осі деталі і притирів схрещуються – притирання трьома притирами (рис. 12.29).

У першому випадку притирають зовнішні і внутрішні зуби циліндричних коліс (рис. 12.28, а, б*).* Як видно з рисунка, зубчасте колесо отримує реверсивне обертання від електродвигуна і осцилююче переміщення уздовж осі для зняття рівномірного припуску за довжиною зуба. Притир працює «на урізування» під навантаженням, що створюється механічним гальмівним пристроєм або гідропомпою. Він може бути прямозубим та із спіральним зубом.

На верстатах, що працюють за другою схемою (рис. 12.29), зуби колеса притирають трьома притирами: один прямозубий і два косозубих із різними напрямами спіралі. Схрещування осей притиру і колеса, зазвичай під кутом 10...15°, спричиняє при обертанні відносне подовжнє ковзання зубів, як і при шевінгуванні. Обертання – реверсивне, половина машинного часу – в одному напрямі, друга половина – в іншому, для рівномірного зняття припуску з кожного боку зуба. Частота обертання зубчастого колеса – n = 150...300 об/хв. Стійкість одного комплекту притирів – 60 годин. Продуктивність оброблення – 3...6 с на один зуб колеса.



а б

Рис. 12.28. Притирання зубів одним притиром циліндричних коліс: а – зовнішнього зачеплення; б – внутрішнього зачеплення; 1 – колеса, що притираються; 2 – притири [2]

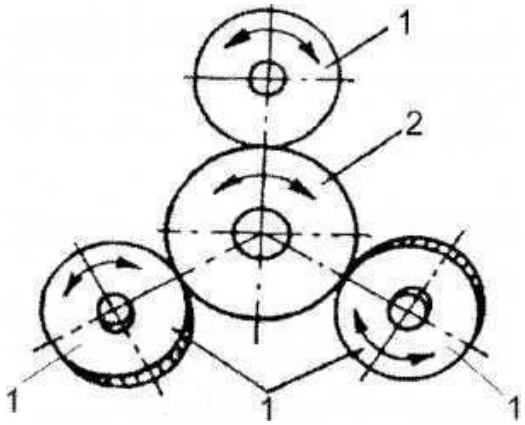


Рис. 12.29. Притирання зубів циліндричних коліс трьома притирами: 1 – притири; 2 – колесо, що притирається [2]

Притирання черв'ячним притиром зазвичай виконують на зубофрезерних верстатах. Притир – це точно виготовлений чавунний черв'як діаметром 200...400 мм у перерізі і є прямозубою рейкою.

Швидкість обертання притира – *V*= 10...20 м/хв. Осьова подача – уздовж твірних зуба, встановлюється залежно від розміру абразивного зерна і величини припуску. Активні пасти застосовують при всіх методах як абразивний матеріал, що має такий склад:

- абразивний порошок – 35 %;
- турбінне мастило – 50 %;
- солідол – 10 %;
- хімічні реагенти – олеїнова або стеаринова кислота – 5 %.

Точність коліс після притирання не повинна бути меншою за заданий ступінь, який забезпечується попереднім обробленням: шліфуванням або шевінгуванням.

За наявності похибок у кроці та профілі зубів, що перевищує 0,04...0,05 мм, притирання коліс 6-го і 5-го ступенів точності стає неефективним.

Шорсткість поверхні зубів після притирання поліпшується. Отримують R_a = 0,4...0,2 мкм за ГОСТ2789-73 та ГОСТ2.309-73.

Збільшення припуску на притирання спричиняє зниження продуктивності.

12.1.4.3.4. Полірування зубів

Робочу поверхню не полірують, оскільки важкоконтрольований режим при поліруванні не виключає зниження точності профілю зуба.

Полірують зазвичай западину і кромки на торцях зубів після скруглення з метою усунення ознак попередньої обробки лезоподібним та абразивним інструментом несприятливих різких концентраторів напруження, що знижує циклічну міцність зуба.

Полірування здійснюють вручну м'якими кругами із тонкою абразивною пастою (ГОИ), пневматичним інструментом або на полірувальних бабках із частотою обертання кругів n = 1500 об/хв. При цьому допускається «завал» профілю у торця, але не більше 0,02 мм, тобто на величину, що забезпечує бочкоподібність.

12.1.4.3.4. Фланкування зубів

Фланкування зубів циліндричних коліс – зрізання робочих поверхонь із головки зуба (рис. 12.30), яке здійснюється: черв'ячною фрезою; зуборізним довбяком, з подвійними кутами профілів, передбаченими на фрезах ГОСТ 9324-81; на довбачах – ГОСТ 9323-81.

Такі ж інструменти із подвійними кутами профілів потрібні і при шліфуванні, шевінгуванні, зубохонінгуванні та притиранні зубів.

За відсутності різальних інструментів із подвійними кутами фланкування виконують у дві операції. Спочатку зуб обробляють звичайним інструментом, потім профільним (типу модульної фрези) методом копіювання. При цьому фланк знімається з двох зубів, прилеглих до однієї западини, одночасно. Для виконання фланка методом

обкатування потрібні спеціальні черв'ячні фрези або довбачі зі складним профілем.

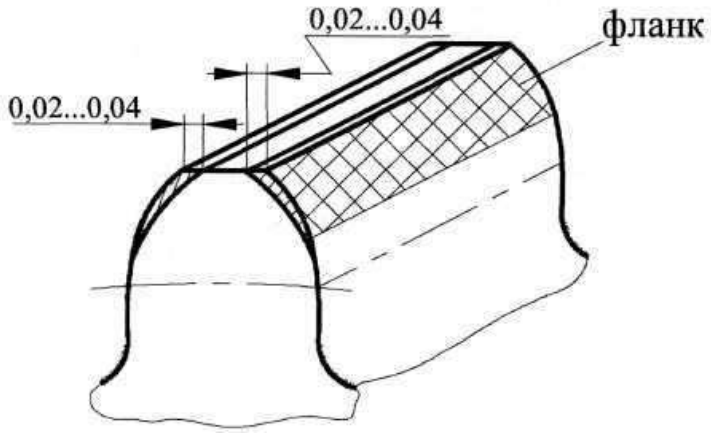


Рис. 12.30. Схема фланкування зуба

Фланкування зубів, як обробна операція, є «завалом» профілю у вершини з метою рівномірного розподілу навантаження за поверхнею зуба. Фланкують зазвичай шестірні – колеса з малим числом зубів – 16...24, що працюють у сполученні із колесами внутрішнього зачеплення.

Для шестерень із модулем 2...4 мм завал у вершини зуба з кожного боку становить 0,01...0,04 мм і плавно зменшується на 2...4 мм за висотою.

У дослідному виробництві фланкування зубів виконують вручну абразивними брусками; у серійному – при шліфуванні їх на верстатах фірми МААГ, Оркут та ін.

12.1.4.4. Накочення зубів

Накочення зубів може бути гарячим і холодним.

Гаряче накочення проводять на спеціальному прокатному стані з нагріванням заготовок до 1000...1100°С. Заготовки деформуються валяннями, що мають вид коригованих зубчастих коліс з відповідно підібраними розмірами зубів евольвентного профілю. Валяння виготовляють із загартованих легованих сталей. Зуби валків ретельно полірують. Діаметр валків роблять більше, ніж діаметр накочуваного колеса для збільшення ступеня перекриття зачеплення. Після накочення поліпшується структура поверхневого шару металу (створюється наклепаний шар), що значно підвищує зносостійкість і міцність зубчастих коліс.

Обертання заготовки в процесі накочення зубів може бути примусовим і вільним. При примусовому обертанні валкам і заготовці передаються обертальні рухи відповідно до передавального відношення кількості їх зубів. При вільному обертанні на оправку із заготовками, що одержує подовжню подачу уздовж своєї осі, надягають напрямну шестірню, що забезпечує в зачепленні з валками необхідну кількість обертів накочуваної заготовки.

Після виходу напрямної шестірні із зачеплення з валками останні зчеплюються з накатаною частиною заготовки і обертають її.

Гаряче накочення можна проводити, обробляючи заготовки по одній з радіальною подачею валів і відразу по декілька штук з осьовою їх подачею.

Поштучне накочення (рис. 12.31, *а)* здійснюють шляхом поступового втискування обертальних валків *1* в обертальну заготовку 2, і валки зближуються за допомогою ходових гвинтів. Заготовки нагріваються струмом високої частоти.

Після встановлення та нагрівання заготовки накатні валки починають обертатися з реверсуванням за автоматичним циклом, отримуючи радіальну подачу. Коли валки дійдуть до встановленої міжосьової відстані, подача автоматично вимикається, а валяння здійснюють ще декілька обертів для калібрування зубів.

При накоченні декількох заготовок відразу (рис. 12.31) робочими рухами є синхронізовані обертання I і II валків 1 і заготовок *2* та осьове переміщення пакета заготовок відносно валків (зверху вниз). Міжосьова відстань валків і пакета заготовок не змінюється.

Накатні валки для роботи з осьовою подачею заготовок, якою є пруток або пакет із декількох заготовок, мають спеціальний огороджувальний скіс, у межах якого висота зубів зростає поступово.

Накатані на стані шестірні піддаються надалі тільки двом операціям механічної обробки: розточуванню центрального отвору і зняттю задирів (якщо вони з'явилися).

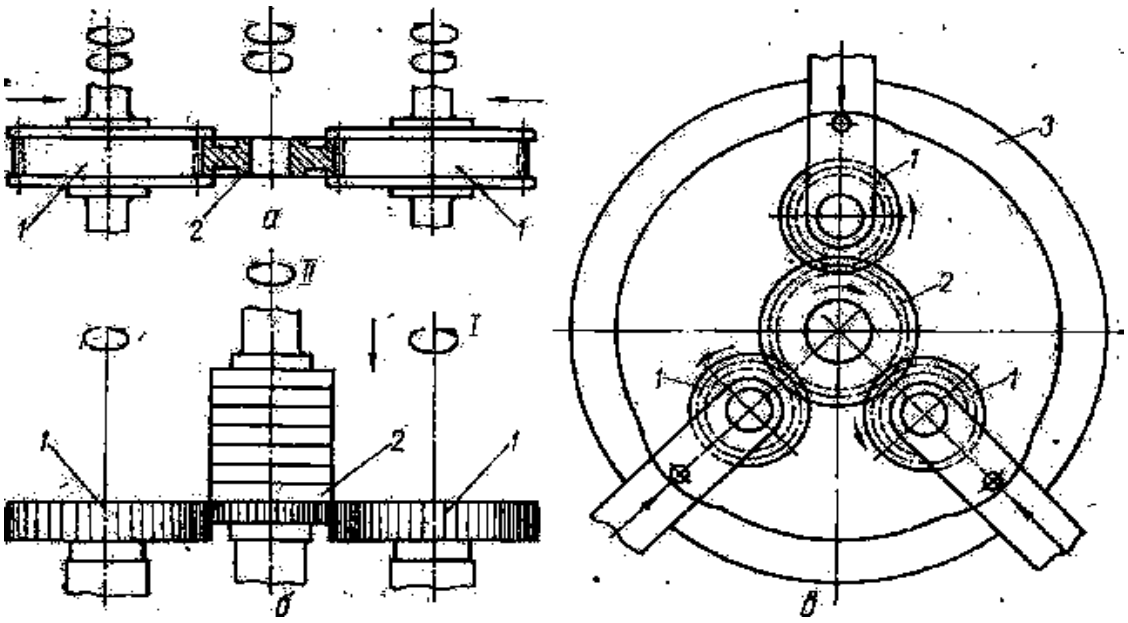


Рис. 12.31. Накочення зубчастих профілів:
а – штучне; б – пакетне;
в – калібрування зубів методом холодного накочення [2]

Продуктивність стану – 240–300 шестерень за годину (m = 1,5...3 *мм).* Продуктивність зубофрезерного верстата при нарізанні тих же шестерень

– 7,5 штуки за годину.

Гаряче–холодне накочення зубчастих коліс 7–8-го ступенів точності з модулем 2.5 мм і зовнішнім діаметром від 40 до 250 мм (метод двократної пластичної деформації) розроблено інститутом «Оргстанкинпром». На штампованій заготовці зуб утворюється за методом гарячого накочення на спеціальному верстаті із подальшим калібруванням на верстаті для холодного накочення. Подальше оброблення зубчастих коліс здійснюють на багатошпиндельних агрегатно-фрезерних верстатах і багатошпиндельних алмазно-розточувальних верстатах.

Гаряче накочення зубів на першому верстаті виконують двома зубчастими валками (можливе пакетне і штучне накочення). Щоб уникнути утворення окалини, накочення здійснюється у нейтральному (захисному) середовищі. Продуктивність верстата при пакетному обробленні зубчастих коліс з модулем 2.5 мм становить 250–350 деталей за годину.

Калібрування зубів (чистове оброблення) на другому верстаті здійснюють методом безцентрової холодної пластичної деформації (рис. 12.31, ***в).*** Інструментом служать 3 накатники *1,* розташовані під кутом 120°, які вільно розташовуються на своїх осях. Накатники входять в обертання заготовкою 2.

Робочими рухами при цьому є обертання оброблюваної шестірні в зачепленні з накатниками і радіальна подача накатників на виріб (міжосьова відстань змінна). Зближення накатників здійснюється поворотом центруючого кільця *3,* що має ексцентричні ділянки. При цьому шпинделі накатників переміщаються в радіальному напрямі до упорів.

На деяких заводах застосовують накочення конічних коліс із прямими та криволінійними зубами з модулем до 10 *мм* і діаметром до 300 *мм.* За методом гарячого накочення досягається 8–9-й ступінь точності; за методом гаряче-холодного накочення – 7–8-й ступінь точності.

12.1.4.5. Методи оброблення зубів конічних коліс

В авіадвигунобудуванні застосовують конічні колеса із прямим і круговим зубом. Останні забезпечують плавніше зачеплення, що сприяє зменшенню рівня шуму і вібрацій. За конструктивними ознаками ті та інші бувають у вигляді втулок й шестерень-валів, форма зуба майже не впливає на технологічний процес до і після нарізання зубів. Проте процеси нарізання і оброблення прямих і кругових зубів суттєво розрізняються.

12.1.4.5.1. Нарізання і оброблення конічних коліс із прямим зубом

Прямозубі конічні колеса з модулем m = *2*...8 мм зазвичай нарізають у дві операції: попередній та остаточній.

Попередньо-чорнове нарізання – це коли прорізають індивідуально кожну западину на всю глибину методом копіювання, залишаючи припуск для остаточного оброблення 0,8...1,2 мм на товщину зуба.

Остаточно-чистове нарізання виконують методом обкатування на зубострогальних верстатах.

У свою чергу, для підвищення точності оброблення і збереження дорогого устаткування тривалий час у належному стані чистове нарізання виконують за два проходи, залишаючи припуск для останнього 0,4...0,5 мм на товщину зуба.

Конічні колеса малих модулів (m<2,5 мм) попередньо і остаточно нарізають на одному верстаті.

Виділення попереднього оброблення в окремі операції дозволяє уникати передчасного зносу і втрати точності зубострогальних верстатів моделей 526, 534 та інших, що працюють методом обкатування.

Попереднє нарізання прямих зубів конічних коліс

При малих масштабах виробництва операцію здійснюють на горизонтально-фрезерних верстатах методом копіювання за допомогою універсального ділильного приладу.

Фреза є дисковою модульною, виконаною за меншим модулем колеса.

Матеріалом фрези є швидкорізальні сталі: Р9, Р6М5 та ін.

Режим оброблення встановлюють, як і при звичайному фрезеруванні, на горизонтально-фрезерних верстатах.

Використовують також зубострогальні верстати після тривалої експлуатації, такі, що втратили точність, але прорізають западину методом ділення.

При великих масштабах виробництва чорнове нарізання прямозубих конічних коліс виконують на багатошпиндельних верстатах «Комсомолець» і мод. Е3-1 дисковими модульними фрезами (рис. 32) одночасно трьох коліс методом ділення із перекриттям допоміжного часу на встановлення і зняття їх після оброблення.

Доцільно використовувати в серійному виробництві напівавтоматичні трьохшпиндельні верстати Саратовського заводу і фірми «Гліссон» із великою модульною різцевою головкою (рис. 12.33), що оброблюють одночасно три колеса з невеликою кількістю зубів і середнім модулем 2...3,5 мм методом ділення.

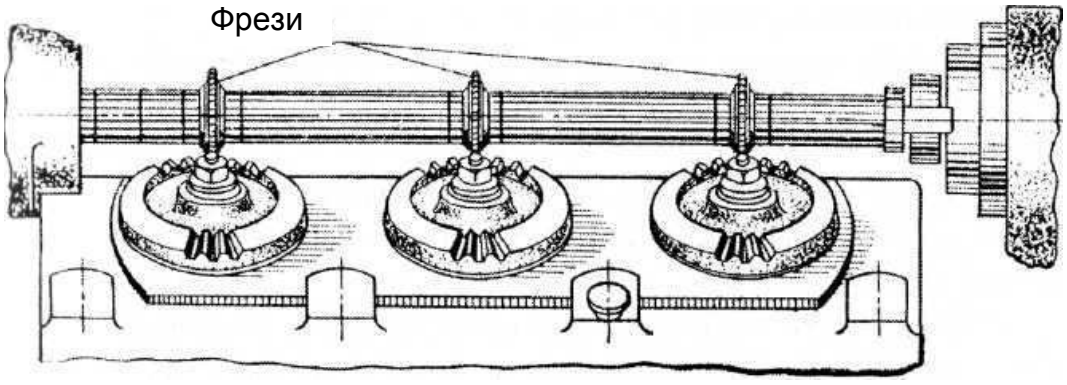


Рис. 12.32. Чорнове нарізання зубів конічних коліс із застосуванням багатомісних пристосувань

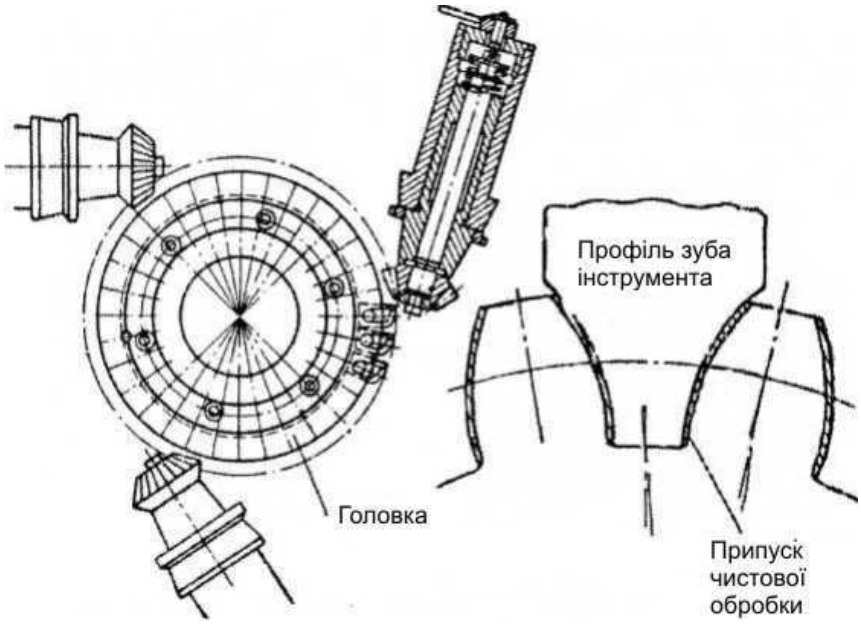


Рис. 12.33. Чорнове прорізання западин конічних коліс на напівавтоматичному верстаті різцевою головкою

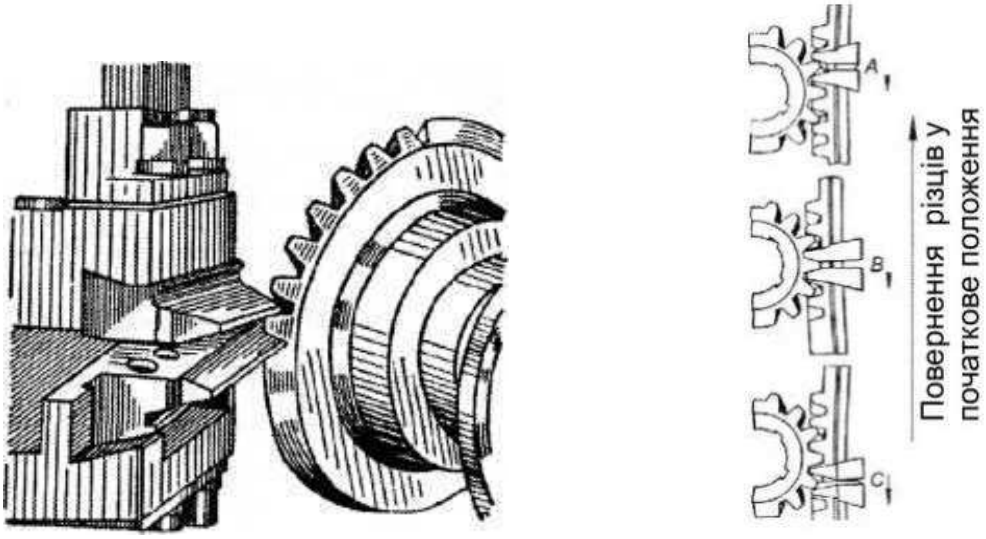


Рис. 12.34. Стругання зубів конічного колеса двома різцями з обкаткою: A – B – C – початок і закінчення повного оброблення кожного зуба

Верстати мають високу продуктивність. Час оброблення однієї западини не перевищує 30 с. Чистове нарізання зубів виконують на верстатах заводу «Комсомолець» мод. 526, 523, 5А26, 532, а також на верстатах фірм «Гліссон» і «Гарбек».

Кожен зуб обробляють методом обкатування та стругання двома різцями, що знаходяться в зачепленні з колесом при його реверсному обертанні (рис. 12.34). Після обкатування у зворотному напрямі різці виходять із зачеплення і відбувається переіндексація колеса на черговий зуб. Контуром різальних кромок різців є зуб прямозубої рейки; рух їх протилежний.

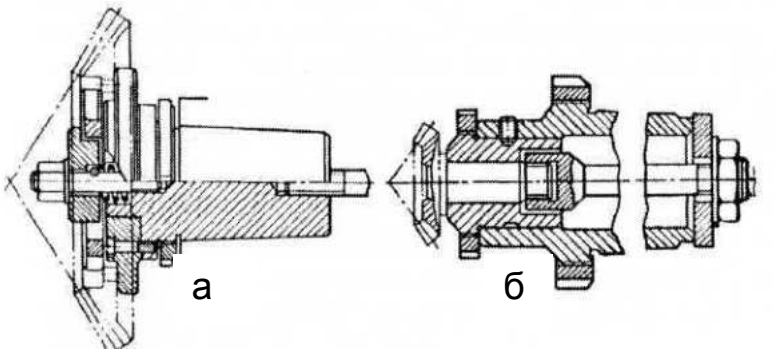


Рис. 12.35. Встановлення зубчастих конічних коліс на зубострогальному верстаті: *а* – за отвором із переднім закріпленням; *б* – за хвостовиком із затягуванням стрижнем

При чистовій обкатці досягається досить висока точність товщини зуба. Так, наприклад, для модуля 3 мм і числа зубів 18 – 25 похибка товщини зуба – 0,04 мм, биття по западинах – 0,03 мм, відхилення профілю – 0,015 мм. Процес стругання повністю автоматизований, але є переривчастим, чим пояснюється порівняно низька продуктивність цих верстатів. На рис. 12.35 показані приклади встановлення і закріплення зубчастих коліс на верстаті.

Шліфування прямих зубів конічних коліс

Шліфування прямозубих конічних коліс виконують методом обкатування на верстатах ЭНИМС як одним кругом – мод. 5870, так і двома кругами, мод. 5А84 із подовжньою подачею колеса (рис. 12.36).

На верстатах з одним кругом шліфують робочу поверхню зуба. За необхідності шліфування зубів з обох боків оброблення здійснюють у дві операції: із переналагодженням верстата на другу сторону, що роблять у дослідному виробництві; з використанням двох верстатів, налагоджених окремо для кожної сторони зуба, – в серійному виробництві. На верстатах із двома кругами зуби шліфують з двох боків одночасно, як і при шліфуванні циліндричних коліс. У серійному виробництві ГТД не виключається використання і зубошліфувальних верстатів, що працюють двома кругами методом обкатування, відомих фірм: «Гліссон» – мод. 105 у США, «Геденрейх і Гарбек», мод. 60TS – у Германії; «Хитачи», мод. 600В-1, в Японії; «МААГ», мод. KS-42 – у Швейцарії.

Кругові зуби конічних коліс нарізують методом обкатування на верстатах заводу «Комсомолець», мод. 527, різцевою головкою, взаємне положення якої з колесом показано на рис. 12.37. При цьому радіус головки залежить від кривини зубів.

Головки бувають односторонні та двосторонні.

Односторонні головки: різці мають різальні кромки лише з одного боку – із зовнішнього або із внутрішнього. Вони можуть обробляти одну сторону зуба – опуклу або увігнуту.

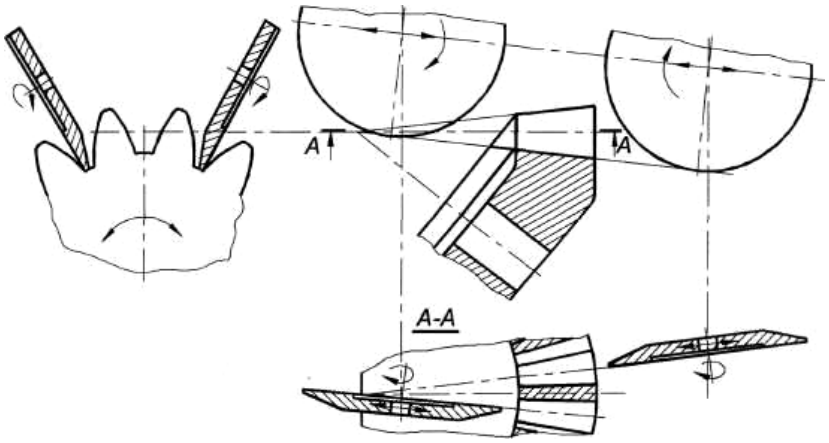


Рис. 12.36. Схема шліфування прямого зуба конічного колеса

12.*1.4.5.2. Нарізання і оброблення кругових зубів конічних коліс*

Двосторонні головки: різці поперемінно мають різальні кромки з обох боків і можуть обробляти відразу обидві сторони зуба.

Спосіб нарізання вибирають до двох сполучених коліс.

Зазвичай чорнове оброблення – прорізання зубів – виконують двосторонніми головками, що забезпечує високу продуктивність.

Чистове нарізання виконують трьома способами.

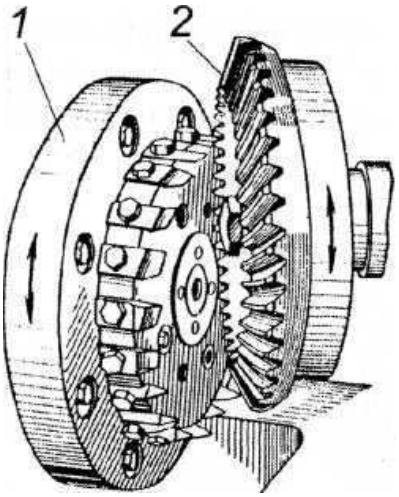




Рис. 12.37. Нарізання кругових зубів конічних коліс методом обкатування:
1 – різцева головка; 2 – нарізане колесо

Односторонній спосіб. Обидві сторони зуба кожного колеса, що сполучається, нарізують односторонньою головкою. Точність зачеплення при цьому висока; продуктивність низька.

Простий двосторонній спосіб. Односторонніми головками обробляють тільки менше колесо з тих, що сполучаються; більше нарізують двосторонньою головкою.

Подвійний двосторонній спосіб. Обидва колеса, що сполучаються, нарізують двосторонніми головками. При цьому підвищується продуктивність, але точність низька. Це обмежує застосування цього способу.

Шліфування кругових зубів виконують методом обкатування на верстатах ЭНИМС мод. 5872, фірми «Гліссон», мод. 15 і 17.

Інструмент – чашковий круг, який в осьовому перерізі є зубом рейки. Взаємне положення круга і колеса у процесі шліфування показано на рис. 12.40.



Рис. 12.38. Різцеві головки

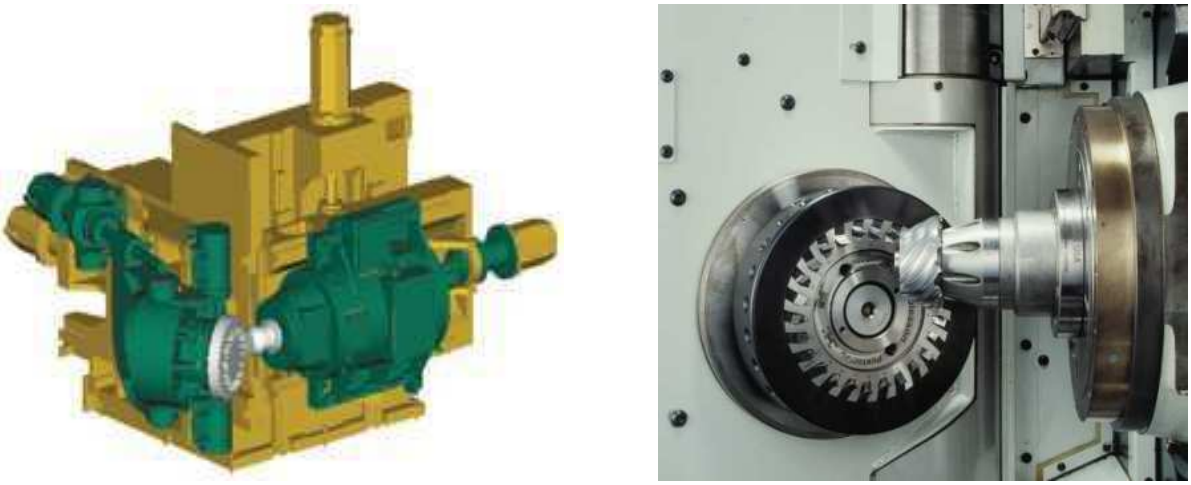


Рис. 12.39. Робоча зона верстата

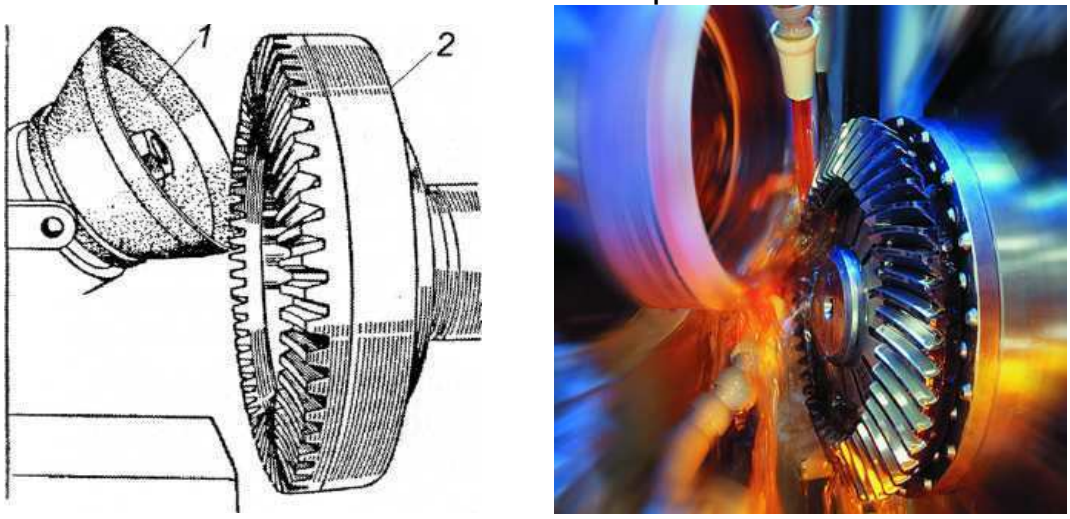


Рис. 12.40. Шліфування кругових зубів конічних коліс методом обкатування: 1 – чашковий шліфувальний круг; 2 – зубчасте колесо

При цьому рух обкатування створюється повільним реверсивним обертанням колеса навколо своєї осі та обертанням центру круга, що знаходиться в зачепленні з колесом навколо тієї ж осі. Для зниження трудомісткості оброблення іноді доцільно шліфувати тільки робочу сторону зуба.

Черв'ячні колеса нарізують на зубофрезерних верстатах черв'ячними модульними фрезами з радіальною подачею колеса (рис. 12.42, а) або із тангенціальною подачею фрези (рис. 12.42, б).

Діаметр черв'ячної фрези має бути більше зовнішнього діаметра черв'яка на подвійну величину радіального зазору, тобто на 0,25 m із збереженням міжосьової відстані.

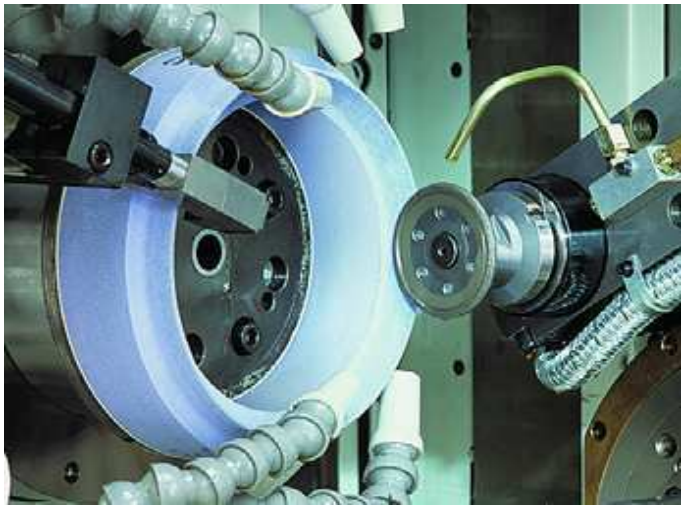
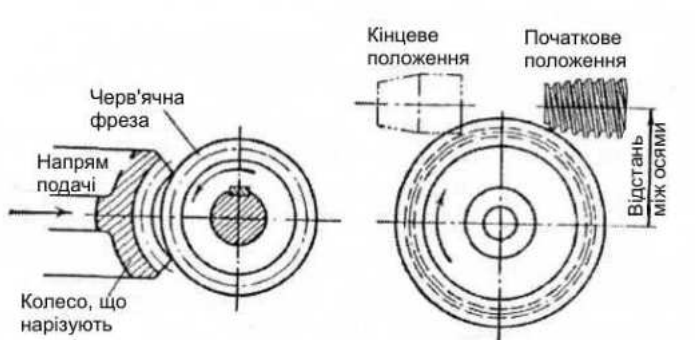


Рис. 12.41. Робоча зона верстата

12.*1.4.5.3.Нарізання зубів черв'ячних коліс*



а б

Рис. 12.42. Нарізання черв'ячного колеса

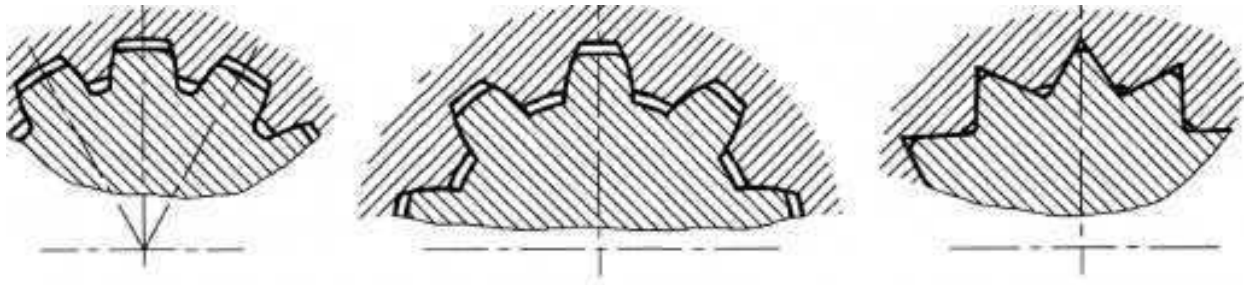


Рис. 12.43. Інструмент для оброблення черв'ячних коліс

12.1.5. Оброблення шліців

Шліцьові елементи у з'єднаннях деталей застосовують для їх надійного центрування і передавання великих крутильних моментів.

За формою і характером сполучення шліци бувають прямокутні, евольвентні та трикутні (рис. 12.44).



а б в

Рис. 12. 44. Схеми шліцьових сполучень:
а – прямокутні; *б* – евольвентні; *в* – трикутні

Прямокутні шліцьові сполучення можуть бути із центруванням за боковими поверхнями, за зовнішнім або внутрішнім діаметрами валів. Найбільш точне сполучення можна отримати при центруванні за зовнішнім діаметром шліців, оскільки легко забезпечити його необхідну точність як при протягуванні отвору, так і при шліфуванні зовнішнього діаметра шліців вала.

Центрування за внутрішнім діаметром доцільне при обробленні деталей, що сполучаються, твердістю, HRC, що перевищує 40 одиниць, оскільки шліфувати дно западини у зовнішніх шліців простіше, ніж дно западини між шліцами в отворі, висока точність якого забезпечується протягуванням.

Евольвентні шліци використовують для передачі великих крутильних моментів. Вони забезпечують високу точність центрування деталей, що сполучаються. Їх можна нарізати на зубообробному устаткуванні.

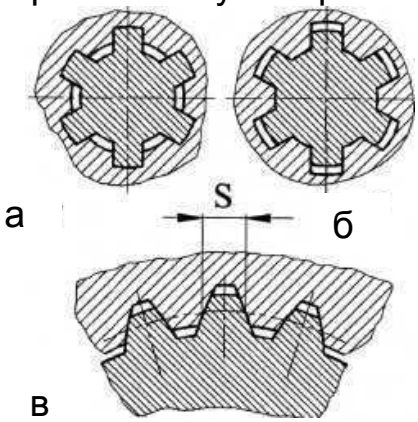


Рис. 12.45. Види взаємного центрування деталей в шліцьовому сполученні:
а і *б* – за зовнішнім і внутрішнім діаметрами і *в* – за боковими поверхнями евольвентних шліців

Трикутні шліцьові сполучення застосовують у нерухомих сполученнях тонкостінних деталей невеликих розмірів. Їх центрування здійснюється тільки по бічних поверхнях шліців.

Точність шліцьового вінця визначається:

– точністю діаметра центруючої поверхні;

– точністю профілю і рівномірністю кроку шліців;
– точністю розташування кроку шліців щодо конструкторських баз деталей, що сполучаються, тобто биттям шліців.

Вимоги до точності елементів шліцьового сполучення залежать від способу взаємного центрування деталей.

При використанні в конструкції виробів прямокутних шліців частіше здійснюють центрування по зовнішньому діаметру.

Евольвентні і трикутні шліци центруються за профілем.

12.1.5.1. Оброблення зовнішніх шліців

Зовнішню циліндричну поверхню шліцьового вінця – поверхню під шліци, зазвичай обробляють окремо від оброблення власне шліців. При цьому необхідну точність їх взаємного положення забезпечують дотриманням принципу постійності технологічних баз і точністю установлюючих елементів обладнання і приладів.

Зовнішні прямокутні шліци можна нарізати двома методами:
– методом ділення;
– методом обкатування.

При обробленні методом ділення їх нарізають на горизонтально-фрезерних верстатах із застосуванням ділильних приладів за двома варіантами (рис. 12.46 і 12.47).

Перший варіант. Спочатку парними фрезами (див. рис. 12.46) отримують бокові поверхні шліців, потім (рис. 12.46) радіусною фрезою обробляють дно западини (12.47, а). *Другий варіант* – (рис. 12.47, б) профільною фрезою отримують одразу всю западину.

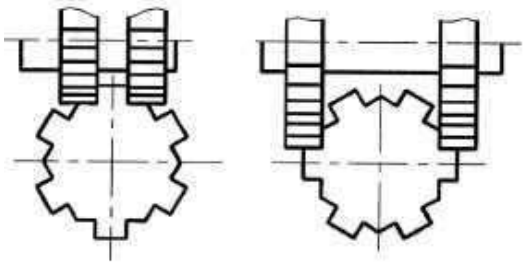
Перший варіант забезпечує вищу точність; другий – велику продуктивність. Його застосовують при великій кількості шліців, які надалі шліфують.

Більш досконалим способом нарізання зовнішніх прямокутних шліців є фрезерування їх методом обкатування черв'ячною шліцьовою фрезою, профіль якої визначають графоаналітичним методом при проектуванні інструменту.

При цьому використовують горизонтальні шліцьофрезерні верстати мод. 5434. На коротких деталях шліци можна нарізати на зубофрезерних верстатах.

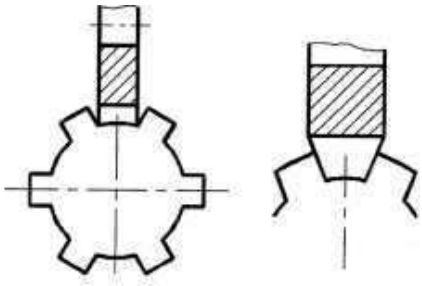
Зовнішні евольвентні шліци нарізають на зубофрезерних або шліцьофрезерних верстатах методом обкатування черв'ячною модульною фрезою.

Приклади встановлення заготовок на шліцьофрезерному верстаті показані на рис. 12.48. За відсутності виходу для фрези прямокутні і евольвентні шліци нарізають шліцьовим довбачем на звичайних вертикальних зубодовбальних верстатах або на горизонтальних зубодовбальних верстатах фірми «Гліссон».



а б

Рис. 12.46. Оброблення шліців на горизонтально-фрезерному верстаті парними фрезами



а б

Рис. 12.47. Методи остаточного оброблення шліців

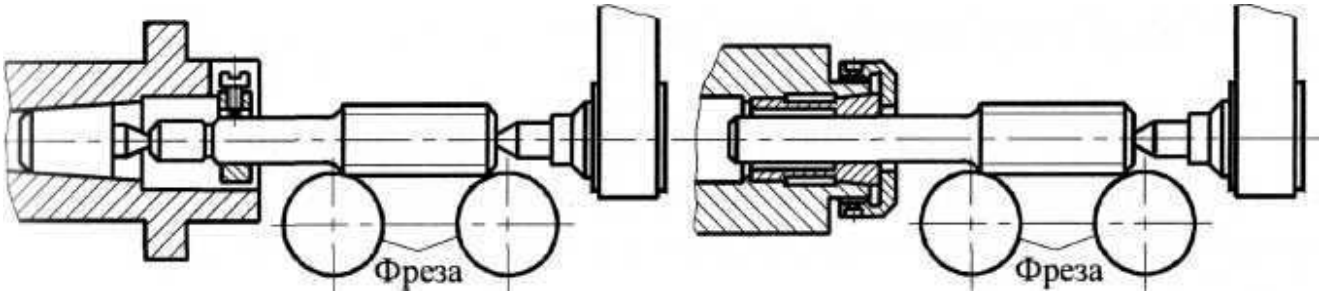
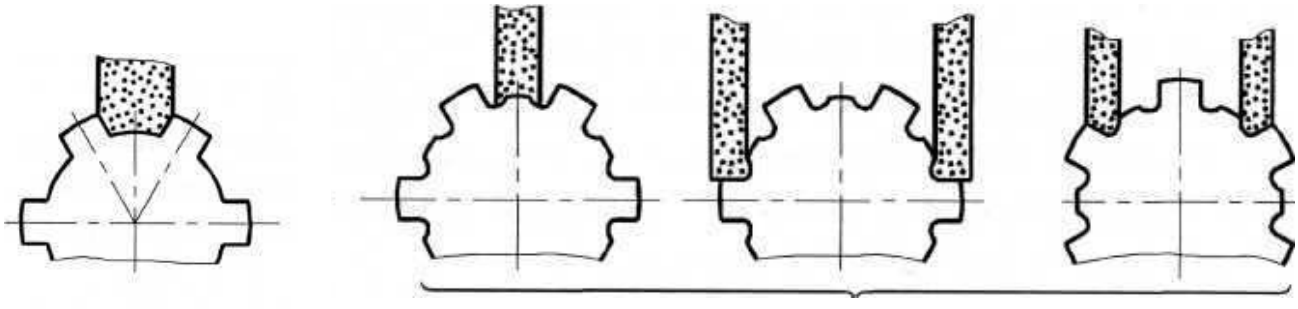


Рис. 12.48. Приклади встановлення заготовок на шліцьофрезерному верстаті

Точні прямокутні шліци шліфують: зовнішню поверхню на круглошліфувальних верстатах, а западини, бокові сторони та дно (у разі центрування сполучення за внутрішнім діаметром) виконують за схемою рис. 12.49, а, або за схемою рис. 12.49, б. Шліфування за схемою а забезпечує велику продуктивність порівняно з роздільним шліфуванням сторін, що здійснюється за схемою б (див. рис. 12.49).

Евольвентні зовнішні шліци в більшості випадків шліфують профільним кругом на шліцьошліфувальних верстатах методом копіювання. Шліци з модулем $m > 2{,}5$ мм шліфують методом обкатування тарілчастими кругами на зубошліфувальних верстатах.



а *б*

Рис. 12.49. Способи шліфування зовнішніх прямокутних шліців

Трикутні шліци в авіадвигунобудуванні зустрічаються рідко. Їх виконують на зубооброблювальних верстатах методом копіювання або методом обкатування залежно від розмірів спеціально спроектованим інструментом.

12.1.5.2. Оброблення внутрішніх шліців

Шліци найчастіше отримують у скрізних отворах їх протягуванням на горизонтально- або вертикально-протяжних верстатах, якщо конструкція деталі дозволяє використовувати даний високопродуктивний метод оброблення. При цьому формування шліцьового отвору здійснюють за дві або одну операцію.

У першому випадку його заздалегідь розточують або навіть шліфують на розмір внутрішнього діаметра шліців, потім протягуванням формують профіль як прямокутних, так і евольвентних і трикутних шліців.

При обробленні в одну операцію зовнішній і внутрішній діаметри отримують протягуванням. При цьому істотно посилюється конструкція протяжки і з'являється додаткова вимога при розробленні технологічного процесу виготовлення деталі – використання шліцьового отвору як технологічна база при обробленні концентричних відносно нього поверхонь.

У нескрізних отворах всі види шліців нарізають тільки довбанням. При цьому віддають перевагу евольвентним шліцам, які без особливих труднощів можна отримати на зубодовбальних верстатах стандартним інструментом методом обкатування.

Оброблення шліцьових отворів у деталях із твердістю більше HRC 40 одиниць, тобто після термополіпшення – гартування і відпуску, ускладнюється. Для зменшення викривлення виникає необхідність проводити гартування їх на спеціальних оправках або під пресом, а також здійснювати притирання спеціальними притираннями. Елементи шліцьових отворів великих діаметрів шліфують профільним кругом методом копіювання.

При великих програмах виробництва дрібномодульні шліци на валах з $m < 3$ мм доцільно отримувати пластичною деформацією – накоченням до термооброблення, при твердості матеріалу, що не перевищує НВ 220. Після термооброблення їх необхідно шліфувати. Разом зі збільшенням продуктивності цей метод оброблення шліців сприяє підвищенню їх міцнісних характеристик.

12.1.6. Шляхи підвищення якості оброблення зубчастих коліс

Чинники, що впливають на якість зубчастих коліс:

Інструмент: використання черв'ячних фрез зі зменшеним кутом профілю (точність оброблення коліс підвищується на один-два ступеня); чистове і напівчистове нарізання загартованих коліс твердосплавними черв'ячними фрезами зі збільшеними кутами нахилу (λ=-15...60°) передніх поверхонь зубів; застосування черв'ячних фрез, що дозволяють поєднувати попереднє і чистове нарізання, еластичних хонів та ін.

Верстати: введення на верстатах систем адаптивного циклового управління багатопрохідними циклами з автоматичною зміною режимів у процесі оброблення з їх оптимізацією; забезпечення верстатів системами оперативної корекції і електронними системами профілізації шліфувальних кругів; збільшення жорсткості кінематичних ланцюгів і динамічної жорсткості несучих систем; використання системи автоматичного розподілу припуску при зубошліфуванні; приєднання до шпинделя заготовки та інструменту маховиків, що знижують частоту власних коливань інструменту і колеса при зубооброблені методом вільного обкатування; зменшення зазорів у сполученнях вузлів верстатів; встановлення верстатів на віброізолюючих фундаментах та ін.

Методи оброблення: широке використання діагонального зубофрезерування – сполучення черв'ячної фрези безперервного переміщення уздовж своєї осі для вирівнювання навантаження всіх зубів; сполучення зубонарізування з обробленням баз коліс; реверсивне накочування рейковим інструментом; осьові перестановки черв'ячних фрез; чорнове та чистове оброблення коліс за одне встановлення ступінчастими довбачами та ін.

Технологічні прийоми*:* застосування переривчастого шліфування, що дозволяє за допомогою інтервалів шліфування знизити температуру різання; отримання якісних заготовок із належним розташуванням волокон і однаковою щільністю металу у підкладних або закритих штампах; використання хіміко-термічного попереднього і остаточного оброблення; підвищення твердості оброблюваного матеріалу (до *HRC3* 45...50); зменшення похибок базування заготовок шляхом спрямовування зусиль на закріплення перпендикулярно конструктивним базам; застосування приладів для підтримування температури навколишнього середовища в межах 20±1° С та ін.

12.2. ЗМІЦНЮЮЧЕ ОБРОБЛЕННЯ

12.2.1. Зносостійкість деталей машин

Види зношування. Механізм руйнування поверхневого шару різний завдяки різноманітності змін, що виникають у контактному шарі. Розрізняють механічне (втомне, абразивне), молекулярно-механічне, корозійно-механічне (окиснювальне, фретинг-корозія та ін.) зношування. За характером проміжного середовища розрізняють зношування при терті без змазувального матеріалу, зношування при граничному терті, зношування за наявності абразиву. За характером деформації поверхневого шару зношування може відбуватися при пружному і пластичному контакті та при мікрорізанні.

1. Абразивне зношування – поширений вид пошкодження поверхні деталей транспортних, дорожніх, сільськогосподарських, гірничих та інших машин, що працюють у технологічних середовищах, які містять абразивні частинки. Абразивне зношування є результатом зрізання і пластичної деформації мікронерівностей (шорсткостей) твердими сторонніми частинками при відносному переміщенні зв'язаних поверхонь. Ці частинки є зазвичай мінеральними і мають неметалічні атомні зв'язки, що і обумовлюють порівняльну простоту фізичних процесів такого виду зношування. Відділення частинок при зношуванні відбувається за одноразовою або багатократною дією абразивного тіла. Зношування йде у формі процесу мікрорізання або у вигляді втомного пошкодження (малоциклового – при пружнопластичній деформації, виключно втомного – при багатоцикловій дії). Для зменшення абразивного зношування знижують рівень абразивної дії, підвищують поверхневу твердість матеріалів деталей (гартуванням, поверхневою пластичною деформацією, напиленням порошків карбідів). Для запобігання надмірному абразивному (механічному) зношуванню обмежують питому потужність, що витрачається на здолання опору у зоні контакту:

$$w = \sigma_k f \cdot V_к \le [w],$$

де f – коефіцієнт тертя (опори) між контактуючими деталями; $V_к$ – швидкість відносного ковзання; [w] – дозволена потужність тертя, [w] = 150...250 Н•мм/(мм^2•с) для шліцьових з'єднань та ін.

2. Молекулярно-механічне зношування відбувається при високому контактному напруженні в зоні сполучення деталей з однорідних матеріалів (зубчастих і гіперболоїдних передач, різьбових з'єднань та ін.). Воно починається з локальної пластичної деформації і руйнування окисних плівок на окремих ділянках поверхні контакту, а закінчується молекулярним зчепленням матеріалу цих ділянок деталей і подальшим руйнуванням зон схоплювання при відносному русі. Процес розвитку пошкоджень поверхонь деталей, що труться, внаслідок схоплювання називають затинанням. Інтенсивність затинання збільшується зі

зростанням контактного напруження (тиску), швидкості відносного переміщення, температури в зоні контакту та інших чинників. Для попередження схоплювання на поверхню контактуючих деталей наносять захисні покриття і окисні плівки, подають змазувальний матеріал у зону контакту, підвищують поверхневу міцність (твердість) деталей, обмежують контактне напруження та швидкість відносного переміщення.

Розрахунки на зношення для запобігання молекулярно-механічному зношуванню ведуть за умов

$$\sigma_к \le [\sigma_к]; \theta_к \le [\theta_к],$$

де $[\sigma_к]$ і $[\theta_к]$ – контактне напруження, що допускається, і температура в зоні контакту.

При визначенні значень $[\sigma_к]$ і $[\theta_к]$ вирішальну роль відіграє попередній досвід проектування подібних конструкцій.

3. Корозійно-механічне зношування спостерігається у машинах і апаратах, в яких деталі, що труться, вступають у хімічну взаємодію з середовищем. Поверхня тертя деталей руйнується під дією двох процесів, що одночасно проходять, – корозії та механічного зношування. При вібраціях в умовах контакту металу із повітрям корозійно-механічне зношування відбувається у формі фретинг-корозії (від англійського fret – підточувати). Внаслідок невеликих циклічних відносних зміщень деталей руйнуються тонкі окислені поверхневі шари металу, які не видаляються із зони тертя і перетворюються на абразивні частинки (чорний порошок). На повітрі процес окислення є безперервним, тому руйнування має прогресуючий характер. Фретинг-корозія сприяє руйнуванню заклепувальних, пресованих, різьбових, шліцьових і шпонкових з'єднань. Для захисту від фретинг-корозії використовують різні методи поверхневого зміцнення зон контакту: наносять м'які гальванічні покриття; напилюють тефлонові та гумові плівки і т. п. У хімічно активних середовищах, в рідинах і різних газах, де процеси корозії відбуваються активно, корозійно-механічне зношування деталей завдає істотної шкоди. Для запобігання корозійно-механічному зношуванню застосовують корозійно-стійкі матеріали.

12.2.2. Технологія електромеханічної обробки матеріалів

Сутність технології: електромеханічна обробка (ЕМО) – високоефективна технологія поверхневого зміцнення концентрованими потоками енергії, основана на комплексній термодеформаційній дії при пропусканні електричного струму великої щільності (108...109 А/м^2) і низької напруги (2...6 В) крізь зону контакту деталі і деформуючого електрода-інструмента (ролика або пластини), рухомих у взаємно перпендикулярних напрямах зі швидкістю V і подачею S (рис. 12.50).



Рис. 12.50. Схема і технологічний комплекс електромеханічної обробки [2]

При цьому внаслідок виділення великої кількості джоулева тепла відбувається високошвидкісний (106 ° С/с) нагрів локального мікрооб'єму поверхні з одночасною його пластичною деформацією та подальшим інтенсивним охолоджуванням (105 ° С/с) унаслідок відведення тепла в глиб металу. Внаслідок сильного теплового "удару" на поверхні матеріалу формується зміцнений "білий шар" – унікальна мартенситна структура (гарденіт, наноструктурний мартенсит), що має високу міцність і зносостійкість (рис. 12.51).

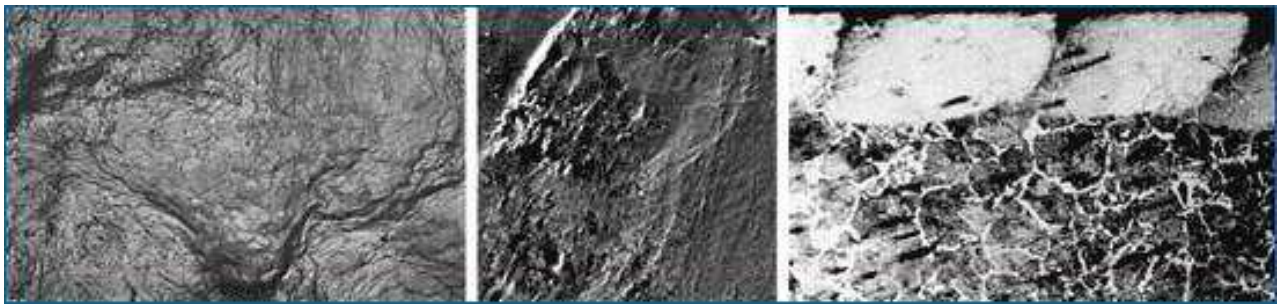


Рис. 12.51. Структура металографії білого шару (електронна, растрова і оптична мікроскопія) [8]

Призначення. Головним призначенням ЕМО є оброблення поверхонь металевих виробів з метою підвищення їх експлуатаційних властивостей – зносостійкості, втомної міцності, корозійної стійкості та ін., наприклад: підвищення зносостійкості рухомих сполучень в 2–6 разів залежно від умов тертя і зносу; підвищення втомної міцності на 30...70 % і довговічності (більш ніж на порядок) деталей, що працюють при циклічних навантаженнях; підвищення контактної витривалості (наприклад, для сталі ШХ15 в 1,8 – 2 рази порівняно з нітроцементацією) [8].

Галузі застосування:

- зміцнення на глибину до 0,2 мм зовнішніх і внутрішніх поверхонь циліндричних і плоских сталевих деталей із підвищенням мікротвердості поверхні до чотирьох разів і одночасним зниженням шорсткості на один – два класи;

- зміцнення поверхневого шару деталей на глибину 0,2...5 мм із подальшим обробленням поверхні шліфуванням або обкаткою;
- зміцнення зубчастих коліс, шліцьових валів, гільз циліндрів двигунів внутрішнього згоряння, поршневих кілець, різьблення ходових гвинтів, шийок великогабаритних валів;
- електромеханічне відновлення розмірів оброблюваної поверхні завдяки гарячій пластичній висадці деякого об'єму металу із зони оброблення;
- імпульсне електромеханічне зміцнення, що забезпечує формування регулярних структур поверхневого шару з розподілом властивостей міцності та пластичності за локальними розмірами поверхні відповідно до конкретних умов експлуатації;
- комбіноване оброблення концентраторів напруження, що містить електромеханічний відпуск та подальшу поверхневу деформацію (ППД);
- оброблення плазмових покриттів із формуванням аморфної і наноструктури зміцнюючих частинок і підвищення адгезійної і когезійної міцності покриття до рівня монолітних матеріалів.

Головні переваги методу:

- екологічна чистота і електробезпека процесів оброблення, відсутність випромінювань (у тому числі і вторинного рентгенівського випромінювання) та виділення шкідливих речовин;
- відсутність необхідності у застосуванні флюсів, поглинаючих покриттів, захисних газів, вакууму, електролітів та інших спеціальних витратних матеріалів;
- відсутність окислення та зневуглецювання оброблюваної поверхні, пов'язана з тим, що процес зміцнення відбувається у закритій зоні контакту інструменту з оброблюваною поверхнею;
- висока якість (низька шорсткість) зміцненої поверхні;
- оброблення виробів різної конфігурації і типорозміру з отриманням необхідної якості, можливість оброблення порожнистих, довгих нежорстких деталей без викривлення (з огляду на те, що зона високотемпературного нагрівання локалізована в точці контакту інструменту з поверхнею), а також великогабаритних деталей;
- "індивідуальний підхід" до оброблення кожної конкретної поверхні з урахуванням умов експлуатації і схеми навантаження, можливість оброблення поверхні з формуванням заданого розподілу фізико-механічних властивостей за її локальними обсягами, а також створення регулярних дискретних структур і регулярних мікрорельєфів поверхні;
- оброблення обмежених ділянок без дії на сусідні, використання ЕМО для місцевого нагрівання під подальше оброблення;

- можливість гнучкої і швидкої зміни режимів і схеми оброблення, а також зміни інструменту, незначні витрати на виготовлення, обслуговування і експлуатацію устаткування;
- можливість використання як завершального переходу механічної обробки, що вирішує в той же час завдання спеціальних операцій (термообробки і обробки).

12.2.3. Алмазне полірування

Алмазне полірування (АП) є процесом, призначеним для зменшення шорсткості поверхні, а також поверхневого зміцнення металів з метою підвищення опору втомі валів компресорів газотурбінних двигунів.

Алмазне полірування є різновидом технологій зміцнення поверхневого шару деталей ГТД механічними методами. Метод азмазного полірування деталей ГТД базується на властивості металів, з яких вони вироблені, деформуватися в холодному стані.

Під тиском алмазного наконечника, який має високу твердість, а також маленький коефіцієнт тертя та велику теплопровідність, виступаючі нерівності оброблюваної поверхні вала пластично деформуються. При цьому шорсткість поверхні зменшується і виходить новий мікрорельєф.

Головними особливостями поверхні після алмазного полірування, є такі:

– поліпшення шорсткості до R_a = 0,15...0,2 мкм; утворення поверхневого шару із заданими параметрами величини та глибини зміцнення;
– утворення мікронерівностей рельєфу поверхні з радіусом скруглення виступів і западин значно більшими, ніж при обробленні різанням, і регулювання кількості виступів і западин на одиницю площі;
– утворення поверхні, яка добре утримує змазувальне мастило і запобігає зносу, скріплюванню та корозії.

Алмазне полірування валів роблять за такою схемою (рис. 12.52): примусове обертання ω заготовки 2 з одночасною подачею S інструменту 1 уздовж контактуючої поверхні.

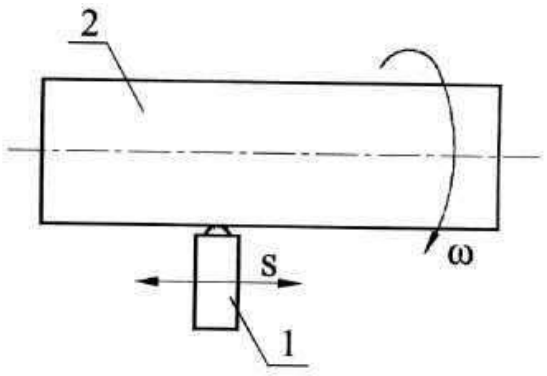


Рис. 12.52. Схема процесу алмазного полірування вала:
1 – інструмент, 2 – заготовка

Ефективність алмазного полірування визначається технологічними режимами процесу, а також видом і режимами попереднього оброблення поверхні, які регламентовані галузевими рекомендаціями.

Процес зміцнення відрізняється простотою інструменту і дає можливість використовувати універсальне устаткування, на якому механічно обробляються вали ГТД.

АП рекомендується виконувати на токарних, розточувальних та алмазно-розточувальних верстатах підвищеної точності. Можливе використання верстатів нормальної точності 1М63, 163. Механізм подачі верстата має забезпечувати застосування малих подач у межах 0,03...0,075 мм/об.

Вибір параметрів полірування

Параметрами полірування, що впливають на шорсткість оброблюваної поверхні деталі, є: сила полірування, подача і радіус робочої частини інструменту. При збільшенні сили полірування до певного значення шорсткість зменшується.

При оптимальних значеннях сили полірування початкові нерівності повністю згладжуються і утворюється шорсткість, зумовлена самим процесом полірування, пов'язаним з подачею. З подальшим збільшенням сили полірування висота нерівностей зростає порівняно з найменшою, в поверхневих шарах можуть з'явитися тріщини.

Значення сили полірування P_y визначають за такими формулами:

для загартованих сталей

$$P_y = 0,013 \cdot HB\left(\frac{DR}{D+R}\right) ;$$

для матеріалів невисокої і середньої твердості:

$$P = 0,008 \cdot HV\left(\frac{DR}{D+R}\right) ,$$

де HV – твердість оброблюваної поверхні за Віккерсом; D – діаметр оброблюваної поверхні, мм; R – радіус робочої частини алмазу, мм.

Сила полірування знаходиться у межах 200...250 Н для деталей з високоміцних матеріалів і в діапазоні 100...150 Н для деталей з матеріалів середньої твердості. Головним критерієм вибору радіуса сфери інструменту є твердість матеріалу оброблюваної заготовки: для деталей з м'яких сталей і кольорових сплавів він має становити 2,5...3,5 мм, для деталей з матеріалів середньої твердості – 1,5...2,5 мм, для деталей з високоміцних сталей (HRC > 60) – 1,0...1,5 мм.

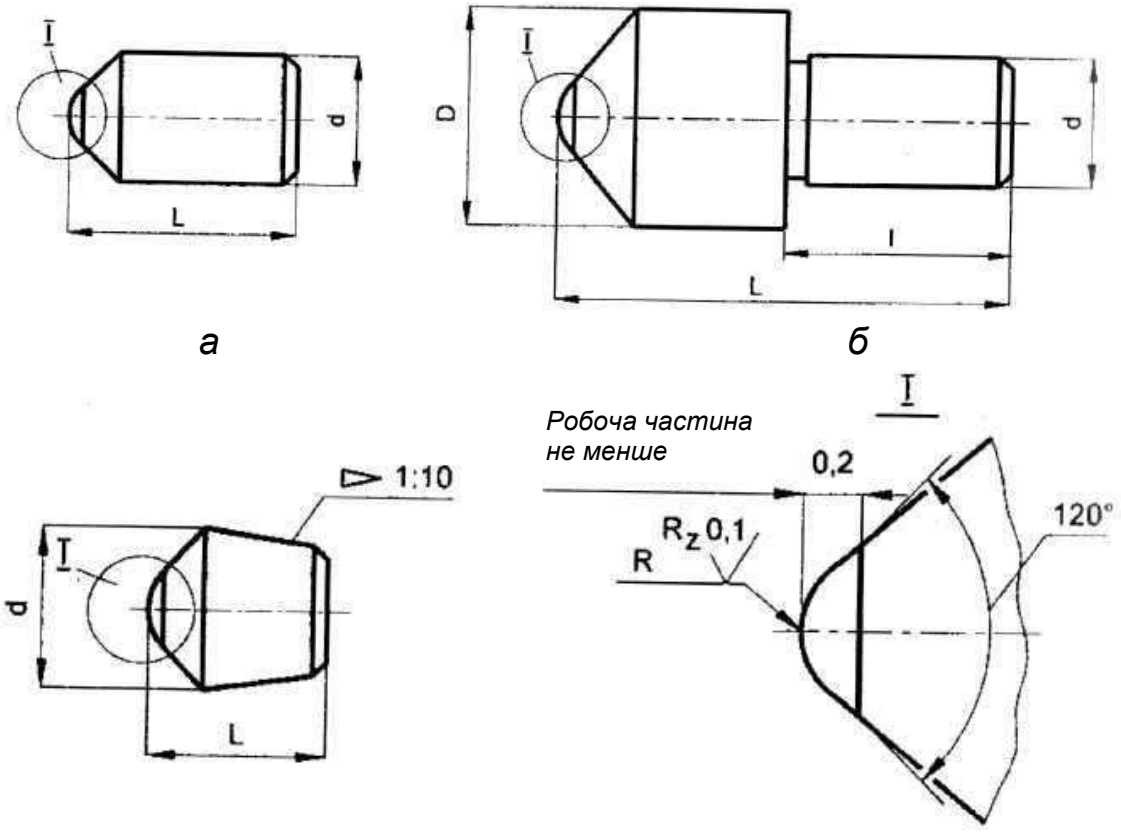
Інструменти для полірування

Інструменти для полірування характеризуються матеріалом робочого елемента формою робочої поверхні, способом кріплення робочого елемента (кристала) в корпусі інструменту.

Прилади полірування сферичної і циліндричної форм випускають серійно. Прилади полірування сферичної форми радіусом 0,5...4 мм можуть бути двох типів: без головки (рис. 12.53, *а, в)* і з головкою (рис. 12.53, б).

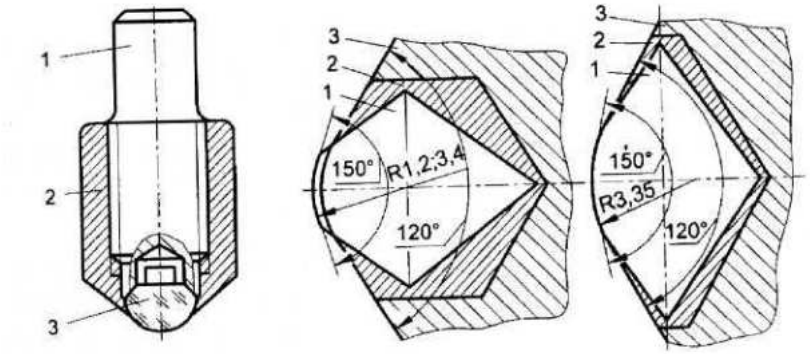
Кристали алмазу кріплять у корпусі інструменту механічним шляхом (рис. 12.54, *а),* паянням (рис. 12.54, *б, в)* і заливанням матеріалом з електроізолюючими властивостями, наприклад пластмасою. При використанні клеїв з високими механічними властивостями алмаз можна кріпити приклеюванням. Полікристали синтетичних надтвердих матеріалів мають, як правило, певні розміри і форму, тому їх можна кріпити механічно шляхом запресовування і завальцьовування в корпусі або підтискання різьбовою пробкою (рис. 12.54, *а).*

Чим менше параметр шорсткості поверхні робочої частини інструменту, тим більше висока якість оброблення деталі досягається, тому він має бути не менше R_a = 0,063 мкм, що не завжди забезпечується заводом – постачальником. Споживачеві інструменту доцільно у себе на виробництві полірувати інструмент для полірування за допомогою спеціального верстата або пристосування до універсально-заточного верстата.



а *б* *в*

Рис. 12.53. Інструмент для полірування зі сферичною робочою частиною [2]



а б в

Рис. 12.54. Приклади конструкції полірувальних інструментів і способи встановлення кристалів: *а* – з різьбовою пробкою; 1 – пробка; 2 – корпус; 3 – кристал; *б, в* – встановлення кристала паянням для циліндричної і сферичної форм; 1 – кристал; 2 – припій; 3 – корпус [2]

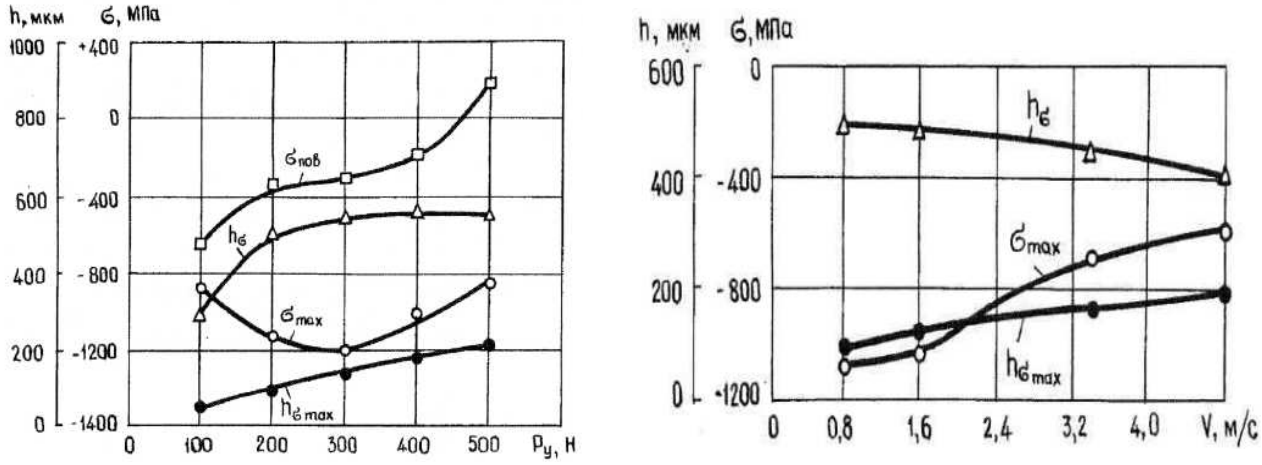
Формування напруженого стану поверхневого шару валів

Залишкове стискальне напруження, що утворюється в поверхневому шарі деталей при механічному обробленні, визначально впливає на їх несучу здатність. Тому при проектуванні технологічних процесів необхідно призначати режими зміцнення, що дозволяють отримати сприятливий розподіл залишкового напруження по перерізу деталі.

При алмазному поліруванні виникає залишкове напруження через нерівномірну пластичну деформацію поверхневих шарів і наявності теплової дії. Деформація супроводжується взаємозв'язаними процесами зсуву, переорієнтації, дробленням складових структури, що призводить до зменшення щільності пластично деформованого шару. Збільшення питомого об'єму при пластичній деформації може досягати 0,3...0,8 %. Намаганню пластично деформованого шару збільшити свій об'єм перешкоджають розташовані нижче пружнодеформовані шари металу. Таким чином, взаємодія пластично і пружнодеформованих шарів створює стискувальне залишкове напруження, а в глибині – що зрівноважує їх розтягальне залишкове напруження.

При алмазному поліруванні із середніми швидкостями відбувається незначний нагрів поверхневого шару, що практично не впливає на формування залишкового напруження. Однак збільшення швидкості полірування призводить до значного нагрівання поверхневого шару, що може змінити характер епюри залишкового напруження біля поверхні.

Як видно з рис. 12.55, *а,* підвищення сили полірування викликає збільшення глибини залягання стискувального залишкового напруження і зміщення углиб поверхневого шару їх максимального рівня. Для сталі 13Х11Н2В2МФШ максимальний рівень стискувального напруження утворюється при поліруванні з силою P_y = 300 Н.



а б

Рис. 12.55. Залежності глибини залягання тангенціального залишкового напруження та їх рівня *(V* = 1,3 м/с) від сили (а) та швидкості полірування *(P_y* = 400 Н) вала зі сталі 13Х11Н2В2МФШ (б) [2]

При невеликих ресурсах і температурах, що не перевищують температури рекристалізації металу, значний ефект дає реалізація зміцнюючого режиму, що забезпечує велику глибину деформаційного зміцнення. Це сприяє переведенню осередка зародження втомної тріщини в глибину деталі і значнішому виявленню залишкового стискувального напруження навіть невисокого рівня. У такому випадку епюра стискувального залишкового напруження має максимум під поверхнею, що приводить до гальмівної дії на розвиток тріщини втоми, який зростає у міру її просування до зовнішньої поверхні.

Вплив полірування на опір контактній втомі деталей

Під **контактною втомою** розуміють процес руйнування поверхневого шару (викрішування) внаслідок дії дотичного напруження. Причому це напруження концентрується на відносно невеликих площах і може виникати в умовах статичного і динамічного навантаження, а також при коченні із прослизанням, або без нього. Контактна втома загалом має такі ж самі характерні властивості, що і будь-який інший різновид втоми. Для контактної втоми також існує певна межа величини навантаження – **межа контактної витривалості** при навантаженнях, менше яких руйнування поверхні не виникає при скільки завгодно великій кількості циклів. Контактно-втомні явища можуть розвиватися на поверхнях великої кількості деталей, які можуть бути зміцнені алмазним поліруванням. До таких слід віднести деталі типу шестерень, обойм голчатих підшипників, зубчастих муфт, роликів кулачкових валів та ін.

Серед технологічних методів, що дозволяють підвищити опір контактній втомі деталей, значне місце посідає алмазне полірування.

Внаслідок оброблення цим методом поліпшуються параметри якості поверхневого шару, його фізико-механічні властивості, збільшується однорідність структури, а тим самим збільшується й опір контактній втомі деталей. Причому це збільшення може складати суттєву величину. Зміцнення поліруванням бігових доріжок радіально-упорних підшипників високомоментного турбобура забезпечило підвищення довговічності в два – три рази.

При алмазному поліруванні зразків зі сталі ШХ-15 істотно поліпшується якість поверхні: мікротвердість збільшується з 9500 до 11500 МПа; параметр шорсткості R_a зменшується з 0,32 до 0,16...0,040 мкм (при режимах P_y = 150 Н, S = 0,038 мм/об, V = 0,3 м/с); збільшуються величина (до 700 МПа) і глибина (до 260 мкм) залишкового напруження стискування, знижується градієнт залишкового напруження; на поверхні і на деякій глибині спостерігається наявність дрібнодисперсних карбідів.

Все це дозволило підвищити довговічність зразків як при 10 % (приблизно у 3,5 раза), так і при 50 % (на 70 %) вірогідність виходу з ладу порівняно зі зразками, поверхня яких є суперфінішованою.

Аналогічні результати були отримані при випробуванні зразків діаметром 6 мм (навантаження σ_{Zmax} = 6000 МПа) зі сталі ШХ-15 електрошлакової переплавки *(HRC61*...65 МПа), оброблених поліруванням і алмазним поліруванням за два робочих проходи ($R_{сф}$ = 1,2 мм; P_y = 150 Н; S = 0,04 мм/об).

Для зразків, оброблених поліруванням, довговічність N_{50} = 17,28•106 циклів (N_{10} = 1,73•106 циклів), після алмазного полірування N_{50} = 29,78•106 циклів і відповідно N_{10} = 6,44•106 циклів.

Алмазне полірування підвищує також опір контактній втомі хромованих поверхонь. При цьому опір контактній втомі залежить від товщини покриття і методу оброблення. Зі збільшенням товщини покриття довговічність поверхневого шару зростає. Полірування з подальшим хромуванням дає більше підвищення довговічності порівняно з хромуванням і подальшим поліруванням (межа витривалості в обох випадках однакова). Довговічність зразків, вигладжених до і після нанесення покриття, вище за довговічність зразків, вигладжених після хромування.

Полірування (за режимами P_y = 120...180 Н, *S = 0,05* мм/об, $R_{сф}$ =1,0...1,8 мм) хромового покриття товщиною 25 і 80 мкм після попереднього полірування до R_a = 0,63 мкм підвищує довговічність деталей в 1,25...1,5 раза.

Полірування усуває також нерівномірність напиленої поверхні (утворюється сприятливіший мікрорельєф і декілька зменшується пористість покриття). В окремих випадках при поліруванні покриттів із нерівномірно напиленою поверхнею мало місце вифарбовування невеликих ділянок. Тому перед поліруванням детонаційні покриття доцільно обробляти шліфуванням або поліруванням.

Вибір режимів полірування азотованих деталей

У промисловості все більше поширюється застосування хіміко-термічного оброблення і алмазного полірування.

Дослідження, пов'язані з визначенням оптимальних режимів алмазного полірування і його впливу на якість поверхні азотованих деталей, проводили на внутрішніх поверхнях обойм із сталі 38Х2МЮА, що мають твердість до азотування HRC 28...35 МПа, після азотування HRC 60...63 МПА.

Поверхня обойм після полірування мала параметр шорсткості R_a = 0,32 мкм, після шліфування R_a = 0,63 мкм. Алмазне полірування обойм здійснювали після шліфування інструментом із радіусом сфери $R_{сф}$, який дорівнює 2 мм. Внутрішня поверхня обойми під час роботи знаходиться у контакті з графітовим ущільненням, зносостійкість і надійність якого визначається величиною і формою шорсткостей, а також ступенем насичення поверхні абразивом.

Як вихідний параметр оптимізації для деталей обойм було прийнято шорсткість обробленої поверхні. Із порівняно великого числа чинників, що впливають на неї, були відібрані головні: сила полірування P_y, швидкість полірування V*,* подача *S.* Проводився експеримент чинника 2 з метою отримання степеневої залежності

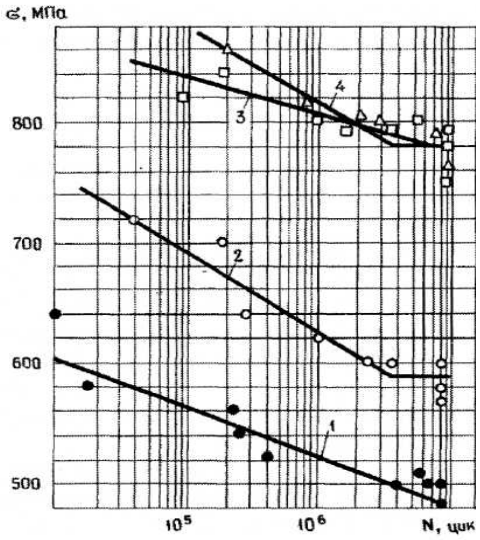


Рис. 12.56. Криві втоми зразків зі сталі 40ХН2МА-Ш *(P* = 150 Н; Лсф = 2 мм; *S* = 0, 05 мм/об):
1 – після шліфування;
2 – після полірування, наступного за шліфуванням;
3 – після азотування, наступного за поліруванням;
4 – після полірування, наступного за азотуванням [2]

$$R_a = \left(0,095 \cdot S^{0,06} \cdot V^{0.12}\right) \Big/ P^{0,01}.$$

На підставі результатів досліджень можна рекомендувати такі режими алмазного полірування азотованих деталей ГТД, що дозволяють отримувати параметр шорсткості поверхні в межах R_a = 0,32...0,16 мкм: для алмазу з $R_{сф}$ = 2 мм P_y = 150...200 Н; S = 0,05...0,1 мм/об; V < 1,7 м/с.

Після шліфування і полірування на азотованій поверхні залишаються абразивні зерна довжиною 10...20 мкм, шириною 2...3 мкм, які є головною причиною зношування графітового ущільнення. Крім того, ризиками є осередки зародження втомних тріщин на деталях, що працюють при циклічних навантаженнях.

Після алмазного полірування шліфованої азотованої поверхні в результаті пластичної деформації

шорсткостей залишений абразив майже повністю віддаляється. Окремі завальцовані абразивні частинки мають невеликі розміри – 1,5×0,2 мкм. Відсутність абразивних частинок великих розмірів і сприятливіший мікропрофіль поверхонь значно зменшують зношування графітових ущільнень.

Щодо оцінювання ефективності полірування азотованих деталей були проведені випробування на втому чотирьох груп зразків зі сталі 40ХН2МА-Ш: полірованих (початкових); азотованих після полірування; шліфованих після шліфування і оброблених алмазним поліруванням після азотування. Як показано на рис. 12.56, алмазне полірування після шліфування підвищило межу витривалості до 590 МПа, що на 20 % вище, ніж після полірування. При поліруванні азотованих зразків межа витривалості не змінилася, але довговічність при напруженні вище σ_{-1} збільшилася в два – чотири рази. Невелика ефективність зміцнення пояснюється порівняно великою глибиною азотованого шару (h = 0, 5 мм).

12.2.4. Гідродробеструйне зміцнення деталей і його технологічні особливості

Суть гідродробеструйного зміцнення (ГДЗ) полягає в обробленні деталей кульками, що ежектуються змазувально-охолоджуючою рідиною. На рис. 12.57 показано принципову схему гідродробеструйної ежекторної установки (ГДЕУ).

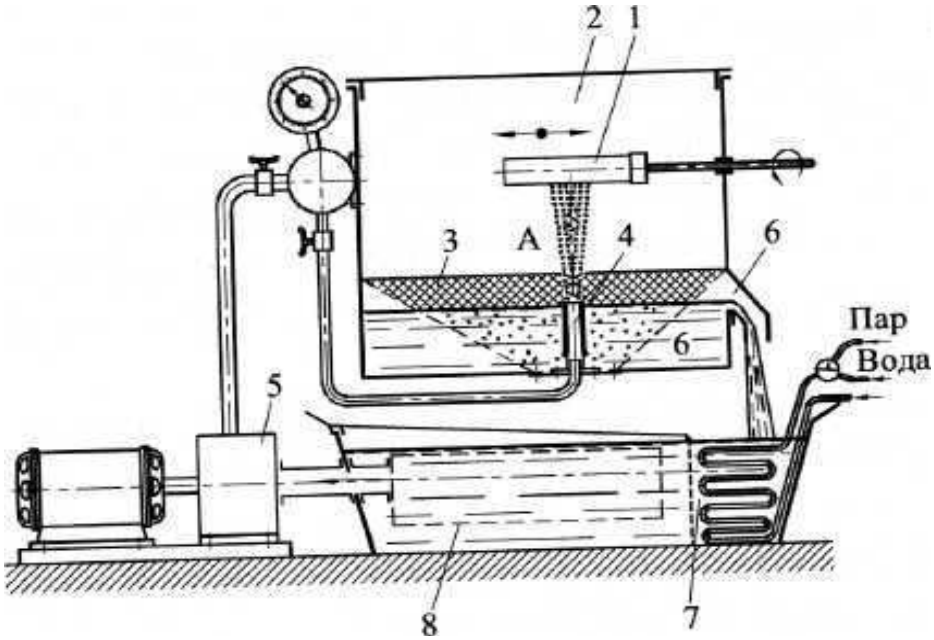


Рис. 12.57. Принципова схема ГДЕУ

Оброблювану деталь 1 встановлюють на шпинделі в камері 2, розділеній сіткою 3 на дві порожнини А і Б. У сітці поміщено дріб (кульки), в порожнині Б – змазувально-охолоджуючу рідину. У порожнині А встановлено сопло-ежектор 4 (від одного до декількох десятків). У нього насосом 5 подається струмінь змазувально-охолоджуючої рідини, яка

підхоплює дріб і спрямовує його на деталь, обробляючи поверхню деталі. Відокремлена від дробу сіткою 3 рідина зливається по патрубку 6 у бак 7.

Фільтр 8, розташований в баці, відділяє дрібні частинки матеріалу деталі, що утворюються при «лущенні» поверхневого шару, і зношені дробинки, що пройшли через сітку 3. Потім насос 5 знову засмоктує рідину, і процес продовжується.

Гідродробеструйний спосіб зміцнення – якісно новий процес, що має такі головні особливості.

У поверхневому шарі та на поверхні деталі формуються:

– тільки стискувальні залишкові напруження, і, як правило, вони не мають практично підшарового максимуму;
– порівняно низька шорсткість (Ra = 1,25...0,16 мкм) поверхні зберігається, висока (Ra = 10...2,5 мкм) зменшується до R_a = 2,5...1,25 мкм;
– мікрогеометрія поліпшується, оскільки радіуси закруглення западин (лунок від куль) і виступів, що визначають опорну поверхню, збільшуються;
– виключений процес газонасичення у зв'язку зі зниженням температури в зоні контакту і наявністю ізоляції поверхневого шару від атмосфери безперервною рідинною плівкою.

12.2.5. Магнітно-абразивне полірування деталей ГТД

Одним із перспективних методів оздоблювально-зміцнюючого оброблення є метод магнітно-абразивного полірування (МАП).

Характерними рисами МАП є: універсальність абразивного інструменту, що дозволяє обробляти деталі з різних матеріалів і конфігурацій із формуванням поверхні деталей, що має сприятливі характеристики; поєднання в одному процесі обробної і зміцнюючої операцій; можливість механізувати оброблення практично будь-якої деталі.

МАП є процесом оброблення деталей з використанням абразивного порошку, утримуваного силами магнітного поля в робочій зоні. Магнітно-абразивний матеріал розташовується між полюсами електромагнітів, створюючи різальний інструмент («щітки»), щільність якого можна варіювати в широких межах, змінюючи напруженість магнітного поля в зазорах. При проходженні деталі крізь робочу зону абразивний порошок покриває деталь, що оброблюється, чинячи тиск на неї в кожній точці поверхні. Наявність сукупності тиску на деталь з боку порошку за нормаллю (магнітного походження) і тангенціальною складовою, що обумовлена переміщенням виробу відносно порошку, приводить до знімання металу і згладжування мікронерівностей на поверхні деталі.

Найважливішим чинником, що впливає на показники МАП, разом із технологічними параметрами і матеріалом є початковий стан поверхні оброблюваного виробу.

Наприклад, титанові сплави при високих температурах мають підвищену хімічну активність відносно кисню, азоту, водню, що знаходиться в повітрі. Це призводить при шліфуванні до поглинання водню металом, до появи гібридних плівок і шарів, які є джерелом появи розтяжного напруження, крихкості поверхні і утворення мікротріщин.

Так, режим МАП: В = 0,75 Тл, $V_{вр.1\ диска}$ = 2,1 м/с та $V_{вр.2\ зразка}$ = 0,43 м/с, тривалість полірування t = 4 хв, MAN-23M40Fe80 для оброблення титанового сплаву дозволяє зменшити відносне фізичне розширення сплаву ВТ5 з $\beta = 1{,}63 \cdot 10^{-3}$, що відбувається після шліфування, до $\beta = 0{,}79 \cdot 10^{-4}$. Зменшення фізичного розширення показує, що відбувається збільшення ступеня неоднорідності розподілу мікронапруження (2-го роду) і зменшення розмірів зон когерентного розсіювання. Зменшення розмірів блоків збільшує опір пластичній деформації металів унаслідок зменшення зон, крізь які ковзання відбувається.

Результати вимірювання твердості титанового сплаву ВТ5 після шліфування і після МАП на приладі ПМТ-3 показані на рис. 12.58. Вимірювання проводили на відполірованому торці зразків.

Як видно з рис. 12.58, мікротвердість зразків після МАП більше, ніж шліфованих зразків при однаковій глибині (наприклад, при h=2 мкм після МАП H_μ = 3080 МПа, після шліфування H = 2800 МПа).

Сукупний вплив підвищення мікротвердості поверхні, зміцнення за рахунок тонкої структури, видалення дефектного шару, а також зміни напряму мікронерівностей після МАП на зносостійкість досліджували на циліндричних зразках із титанового сплаву ВТ5 після шліфування, точіння і МАП.

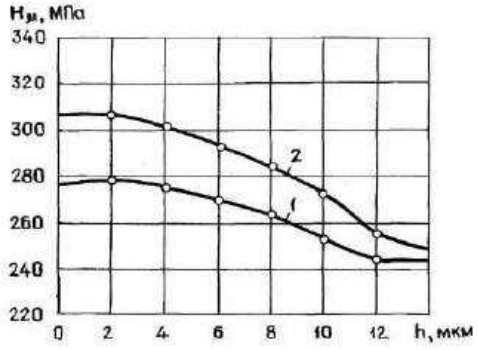


Рис. 12.58. Зміна мікротвердості титанового сплаву ВТ5:
1 – після шліфування; 2 – після МАП [2]

Зносостійкість функціонально пов'язана з твердістю, структурою, напруженим станом поверхневого шару матеріалу і шорсткістю поверхні.

Шорсткість зразків після шліфування і точіння становила R_a = 0,7...0,8 мкм, шорсткість зразків після МАП R_a = 0,6 мкм. Знос шліфованих зразків за 32600 циклів становив 31,6 міліграма, точених – 26 міліграмів, зразків, оброблених МАП: 1) 19,2 міліграма; 2) 16,0 міліграмів (рис. 12.59).

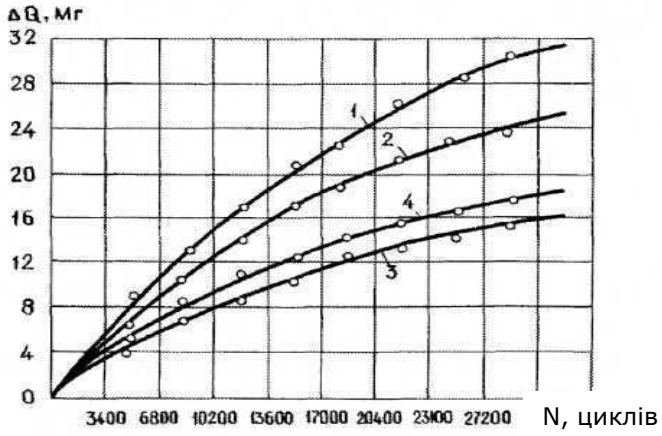


Рис. 12.59. Графіки зносу титанового сплаву ВТ5 залежно від кількості циклів стирання:
1 – шліфування; 2 – точіння; 3 – МАП при Ni – 1,24; 4 - МАП при Ni = 17,5

12.2.6. Оброблення деталей ГТД у псевдозрідженому шарі абразиву (турбоабразивна обробка)

Фізична сутність методу турбоабразивної обробки деталей. Сутність способу турбоабразивної обробки (ТАО) полягає в створенні в робочій камері установки 1 за допомогою потоку повітря, що подається через опорно-розподільні пористі грати 4 під шар абразиву 5, так званого «киплячого» шару абразивних частинок. Він має дуже малу в'язкість і високу текучість. У псевдозріджений шар абразиву поміщають оброблювану заготовку 3 і повідомляють їй обертання з високою коловою швидкістю (порядку $V_д$ = 15 ...30 м/с) (рис. 12.60).

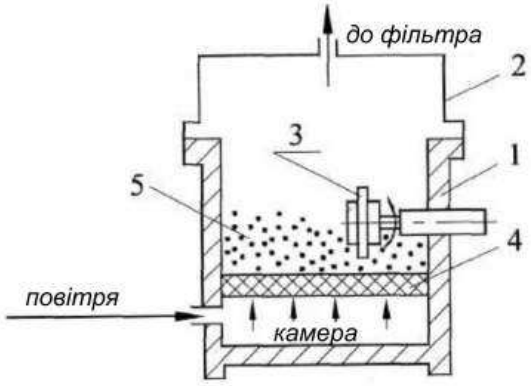


Рис. 12.60. Схема турбоабразивної обробки:
1 – корпус установки; 2 – кришка; 3 – оброблювана деталь;
4 – розподільні грати; 5 – киплячий шар абразивних зерен

Шар частинок, що має такі властивості, може бути ефективно використаний як своєрідний абразивний інструмент, оскільки при співзіткненні частинок із поверхнею деталі, що обертається, відбувається інтенсивне знімання металу і формування нового мікрорельєфу поверхні.

Висока текучість киплячого шару забезпечує оброблення складнопрофільних поверхонь. При цьому одночасно обробляють усі

відкриті поверхні заготовки, що зумовлює досягнення високої продуктивності.

Джерелами інтенсивного знімання металу є тиск шару на поверхню, висока частота і щільність зіткнення зерен із поверхнею заготовки, що досягає 300 ... 500 1/(с•мм^2).

Інтенсивність знімання при ТАО може досягати 2 ... 4 мкм/хв і більше, що значно більше, чим, наприклад, при віброабразивній обробці, що зазвичай становить 0,05 ... 0,1 мкм/хв.

Малі зусилля і короткочасність взаємодії зерен з оброблюваною поверхнею, а також відсутність тертя об в'язку різального інструменту приводить до низькотемпературного характеру процесу турбоабразивної обробки.

Вказані вище властивості процесу повністю виключають можливість механічних і теплових деформацій оброблюваних деталей, що дозволяє механізувати оброблення не тільки складнопрофільних, але і ажурних, тонкостінних і легкодеформівних деталей (типу порожнистих тонкостінних валів, кілець спрямовуючих апаратів із просіченнями під лопатки, тонкостінних дисків ГТД і т.д.).

Чинники, що визначають ефективність процесу турбоабразивного оброблення. Ефективність процесу (продуктивність оброблення, шорсткість поверхонь, рівномірність оброблення та ін.) визначають такі вхідні параметри:

- схема розташування оброблюваної деталі відносно площини повітророзподільних грат (кінематична схема оброблення);
- швидкість руху оброблюваної деталі $V_д$;
- час оброблення τ;
- тиск РВ (витрата QB) повітря, що подається в установку для зрідження абразивного шару;
- зернистість і вид (марка) абразивного зерна;
- фізико-механічні властивості оброблюваного матеріалу (твердість, міцність);
- характер початкової поверхні, що підлягає обробленню (висота мікронерівностей та їх напрям, спосіб попереднього оброблення – точіння, фрезерування, лиття, штампування і т.д.).

Кінематична схема оброблення

На інтенсивність знімання металу і рівномірність оброблення значно впливає вибір оптимальної кінематичної схеми оброблення залежно від форми та інших геометричних параметрів деталей (рис. 12.61).

Схема оброблення з горизонтальною віссю обертання (рис. 12.61, *а)* порівняно зі схемою оброблення з вертикальною віссю має переваги (рис. 12.61, б). Продуктивність оброблення за першою схемою за інших рівних умов у три – чотири рази вище, ніж за другою. Першу схему застосовують при обробленні деталей типу тіл обертання (циліндри,

кільця, диски і т.п.). Схема з коливальним рухом деталі (рис. 12.61, в) у три – п'ять разів менш ефективна за продуктивністю, ніж схема на рис. 12.61, б, але вона може бути використана при обробленні деталей, що не мають форми тіл обертання (наприклад, при обробленні лопаток ГТД і т.п.). Значне підвищення продуктивності і, головне, рівномірності оброблення лопаток ГТД, зубчастих коліс та інших деталей переважно невеликих габаритних розмірів забезпечує схема їх переміщення з планетарним рухом.

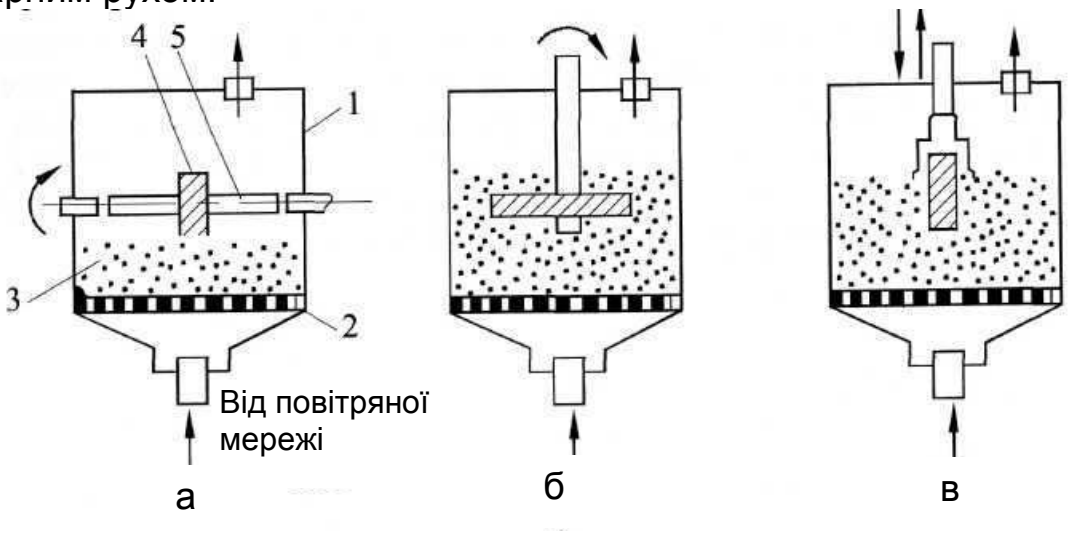


Рис. 12.61. Схеми експериментальних установок для турбоабразивної обробки: *а* – з горизонтальною віссю обертання: 1 – апарат киплячого шару; 2 – розподільні грати; 3 – абразивний шар; 4 – оброблювана деталь; 5 – облямовування; *б* – з вертикальною віссю обертання; *в* – з коливальним обертанням деталі

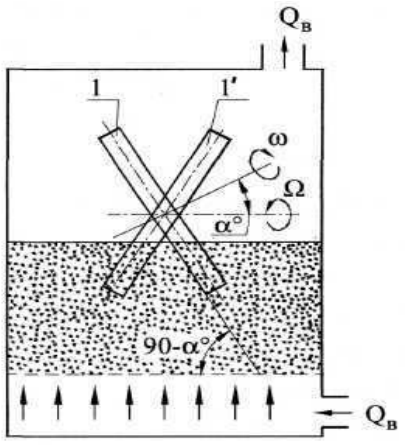


Рис. 12.62. Схема оброблення в киплячому шарі абразиву зі змінним кутом установлення осі обертання до площини розподільних грат

Рух деталей щодо власних осей може бути гойдальним або здійснюватися зі змінною частотою обертання.

Малу шорсткість оброблених поверхонь при її високому початковому значенні, скорочення часу її досягнення і більш рівномірне оброблення елементів поверхонь забезпечує схема, при якій деталі повідомляють обертання одночасно навколо двох пересічних під кутом осей, одна з яких паралельна площині повітророзподільних грат (рис. 12.62).

Якість поверхні при турбоабразивній обробці

Якість поверхні характеризує експлуатаційні властивості деталей машин, пристроїв і приладів. Незважаючи на те, що якість поверхні формується на всіх етапах оброблення, фінішні операції здійснюють визначальний вплив.

Оскільки спосіб ТАО в «киплячому» шарі абразиву використовують при проведенні фінішних операцій деталей, у тому числі і відповідальних деталей авіадвигунів, дуже важливими є вивчення і узагальнення результатів дослідження закономірностей формування мікрорельєфу оброблюваної поверхні і стану поверхневого шару металу.

Шорсткість поверхні

Найбільш істотно на формування мікрорельєфу впливають швидкість заготовки та зернистість вживаного абразиву.

Початкова шорсткість поверхонь заготовок впливає тільки на час отримання стаціонарної кінцевої шорсткості, але не на її величину.

При ТАО (поліруванні) зразків з незагартованої сталі 45 забезпечується досягнення такої шорсткості поверхонь:

– зерном 63С63 – R_a = 0,6 ... 1,0 мкм;
– зерном 63С40 – R_a = 0,4 ... 0,6 мкм;
– зерном 63С16 – R_a = 0,2 ... 0,4 мкм.

При обробленні загартованої сталі значення R_a зменшуються на 30 ... 50 %.

Час отримання стаціонарної кінцевої шорсткості заздалегідь шліфованої поверхні (R_a = 0,8 ... 1,0 мкм) становить 3...5 хв, а заздалегідь обробленої (R_a = 2 ... 5 мкм) – 8 ... 12 хв. Підвищення швидкості обертання деталі з 10 до 20 м/с знижує шорсткість, що досягається, з R_a = 0,3 ... 0,4 мкм до R_a = 0,18 ... 0,20 мкм (при обробленні сирої сталі 45 зерном 63С16 протягом 15 хв).

Дослідження і виробничий досвід підприємств показують, що стабільне отримання шорсткості R_a = 0,2 ... 0,4 мкм (при обробленні зерном №16) може бути досягнуто також на таких матеріалах, як нержавіюча сталь, титанові сплави, латунь, жароміцні сплави та ін.

При ТАО дисків компресорів і турбін (матеріали – ВТ3-1 і ЭИ698-ВД) абразивним зерном електрокорундової групи 14А № 63 ... 80 протягом 4...10 хв шорсткість поверхонь полотна дисків становить R_a = 0,6 ... 0,4 мкм, тоді як після слюсарних операцій R_a = 1,25 ... 0,8 мкм.

Стан поверхневого шару металу

Стан поверхневого шару оброблених деталей залежить від таких головних характеристик: залишкового напруження I роду, мікротвердості, параметрів кристалічної структури поверхневого шару, межі витривалості, ступеня насиченості абразивом (шаржування).

Після ТАО зразків (матеріал – сталь 45), що відпалюють, у всіх випадках фіксується залишкове напруження стиснення (рис. 12.63), глибина розповсюдження яких становить 15 ... 40 мкм, а максимальна величина – 300...700 МПа.

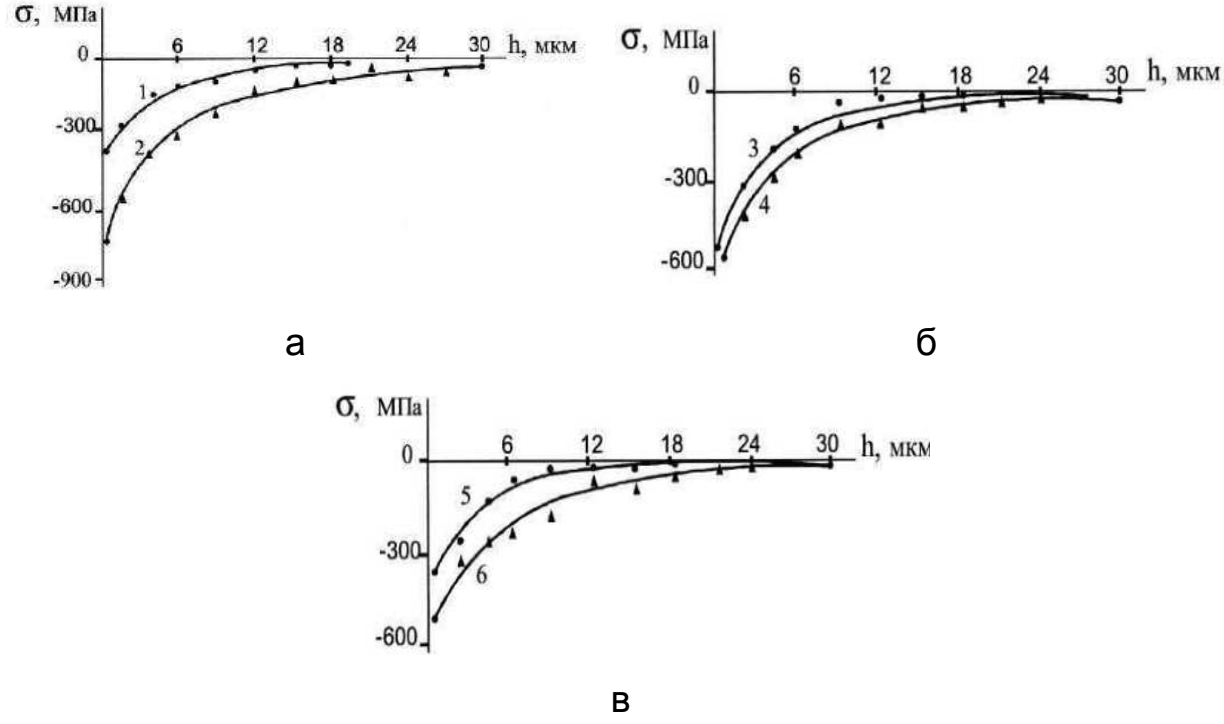


Рис. 12.63. Залишкове напруження стиснення σ після турбоабразивної обробки *(а – в):* 1 – $V_{ок}$ = 10 м/с; 2 – $V_{ок}$ = 20 м/с; 3 – $\tau_м$ = 2 хв; 4 – $\tau_м$ = 10 хв; 5 – $d_З$ = 80 мкм; 6 – $d_З$ = 630 мкм [2]

Найбільш істотний вплив на формування напруженого шару роблять швидкість деталі (рис. 12.63, *а)* і зернистість абразиву (рис. 12.63, в): при збільшенні швидкості з 10 до 20 м/с максимальне напруження G_{max} збільшується в два рази, а глибина напруженого шару до трьох разів; із збільшенням зернистості від 80 до 630 мкм G_{max} зростає в 1,7 – 1,8 раза, а глибина напруженого шару – в 2,0 – 2,5 раза. Тривалість оброблення (понад 2 ... 4 хв) помітно не впливає на формування залишкового напруження (рис. 12.63, *в).*

Мікротвердість зразків, що відпалені, після ТАО підвищується на 20 ... 50 % (від 1000 ... 1200 до 1200 ... 1800 МПа). Ступінь впливу технологічних чинників на мікротвердість така ж, як і на залишкове напруження.

Аналогічні дослідження зразків, заздалегідь оброблених шліфуванням, а потім турбоабразивним методом, показують, що якщо шліфування створює в шарі глибиною близько 10 ... 15 мкм залишкове розтягуюче напруження до σ_{max} = 500 ... 600 МПа, то після ТАО зона розтягувальне напруження значно зменшується і становить близько 3 ... 5 мкм, а в розташованих долу шарах (h < 20 ... 10 мкм) спостерігається стискувальне залишкове напруження $\sigma_{ост}$ = -250 ... -300 МПа.

Технологічні можливості методу ТАО

Аналіз результатів робіт і досліджень, викладений в попередніх розділах, і накопичений підприємствами досвід промислового застосування ТАО показують, що цей метод дозволяє ефективно вирішувати такі технологічні завдання:

- фінішне оброблення (полірування) поверхонь складнопрофільних, легкодеформівних, тонкостінних деталей зі зменшенням початкової шорсткості з R_a = 2,5 ... 5,0 мкм до R_a = 0,2 ... 0,4 мкм;
- видалення задирок після різних операцій оброблення різанням;
- округлення гострих кромок;
- фінішне зміцнююче оброблення елементів поверхонь, особливо складнопрофільних деталей ГТД;
- підготовка поверхонь під різні покриття (гальванічні, плазмові і т.д.);
- видалення окалини після термооброблення, слідів корозії, нагару, окисних плівок і т.п.

Вказані технологічні завдання вирішують стосовно оброблення різних матеріалів: конструкційних і нержавіючих сталей, кольорових, титанових і жароміцних сплавів.

Порівняльні характеристики різних методів поверхневого пластичного оброблення деталей надані в табл. 12.5.

Таблиця 12.5

Характеристики методів поверхнево-пластичного оброблення деталей

Метод ППД	Квалітет точності обробле-ної поверхні	Ra(Rz), мкм	Збіль-шення мікротвер-дості, %	Стискува-льні остаточні напружен-ня, МПа	Глибина зміцне-ного шару, мм
Статичні методи					
Зміцнення точінням	6...8	2,5...0,5	20...30	500...800	0,5
Поверхневе накочення (розкочування)	5...7	0,5...0,1	20...50	600... 800	5,0
Алмазне полірування	5... 7	0,2...0,4	30...60	300...700	0,2
Динамічні методи					
Вібраційне оброблення	5...7	0,2...0,02	10...15	100...200	0,2
Відцентрове оброблення	5...7	0,3...0,05	15...60	400...800	0,7
Чеканення	11 ... 13	(100)	15...60	400...800	3,5
Гідрополірування	5...7	0,6...0,05	20...30	300...700	0,2
Оброблення дробом	10... 13	(100)	20...40	400... 800	1,0

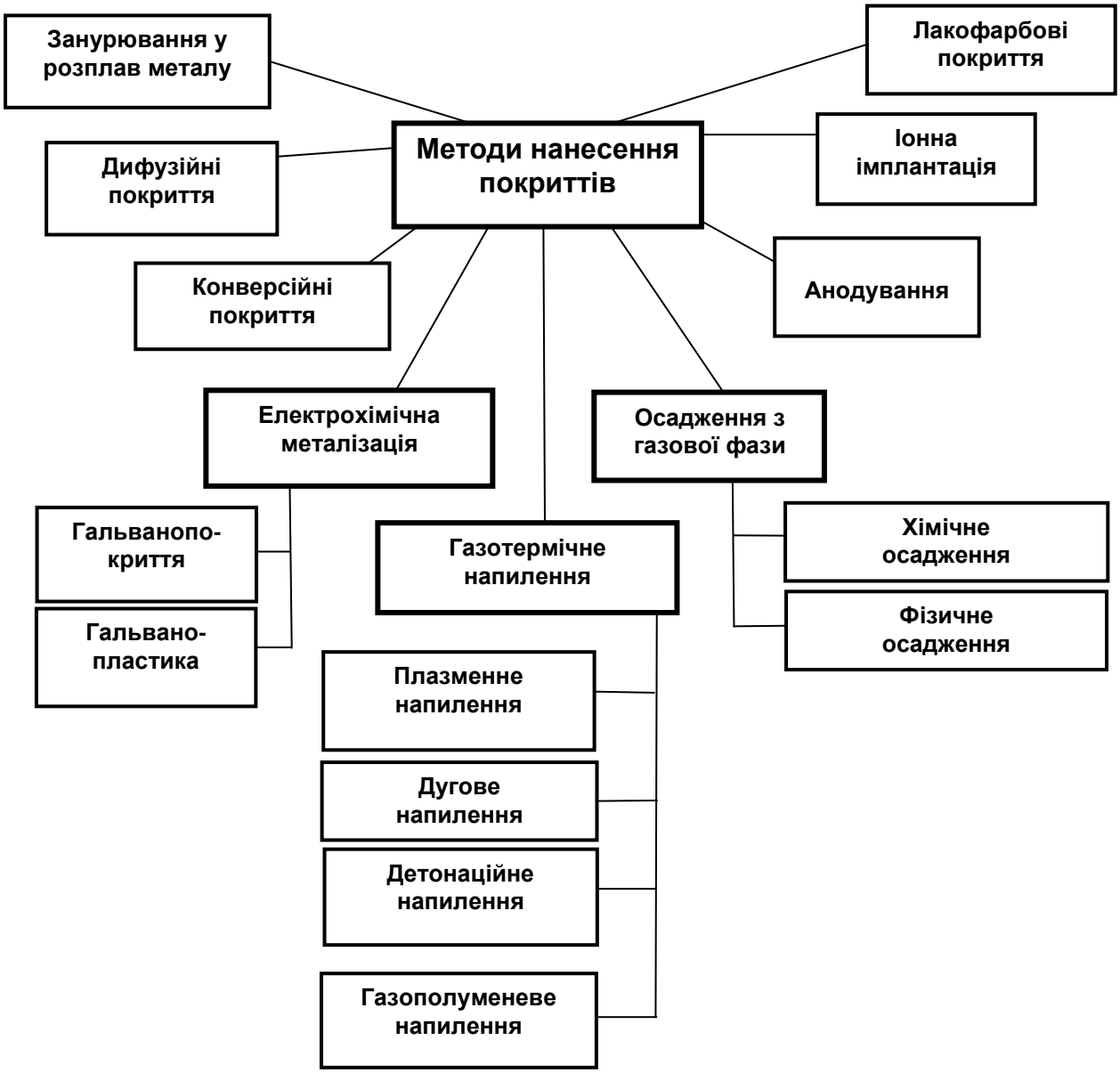


Рис. 12.64. Схематична діаграма методів нанесення покриттів

12.2.7. Нанесення захисних покриттів

Покриття у сучасному авіаційному устаткуванні мають все більше значення, оскільки зростають вимоги до підвищення ресурсу виробів, екологічної безпеки, має місце підвищення експлуатаційних температур, навантажень і т.д. Розв'язання багатьох проблем стає можливим із застосуванням спеціальних систем захисних покриттів (рис. 12.64).

Тип покриття, його товщина і метод нанесення залежатимуть від функціонального призначення, умов експлуатації і т.п. (табл. 12.5, 12.6).

Таблиця 12.6

Головні функції покриттів [10]

Функція	**Покриття**
Зниження абразивного зносу	Карбід титану, нітрид титану
Зменшення тертя	Дисульфід молібдену
Збільшення тертя	Титан, зв'язані абразиви
Поліпшення змазування	Мідь, свинець
Збільшення робочих температур або навантажень	Хімічно осаджений нікель
Зниження адгезії	Срібне, золоте плакування
Зниження корозійного зносу	Плакування хромом
Захист від краплинної ерозії	Поліуретан, неопрен
Захист від ерозії частинками	Сплав кобальту, молібден

Таблиця 12.7

Поверхнева обробка різних матеріалів [10]

Метал	**Вид оброблення**
Алюміній	Плакування хромом; анодування, фосфатування; хроматне конверсійне покриття
Берилій	Анодування; хроматне конверсійне покриття
Кадмій	Фосфатування; хроматне конверсійне покриття
Штампові сталі	Борування; іонне азотування; азотування
Високотемпературні сталі	Дифузійні покриття
Магній	Анодне покриття; хроматне конверсійне покриття
Маловуглецева сталь	Борування; фосфатування; поглинання вуглеця металом; рідке азотування; нітроцементація; ціанування
Молібден	Плакування хромом
Сплави на основі нікелю і кобальту	Борування; дифузійні покриття
Тугоплавкі метали	Борування
Нержавіюча сталь	Осадження з газової фази; іонне азотування; дифузійні покриття; рідке азотування; азотування
Сталь	Осадження з газової фази; плакування хромом; фосфатування; іонне азотування; високочастотне гартування; гартування полум'ям

Закінчення табл. 12.7

Метал	Вид оброблення
Титан	Плакування хромом; анодування; іонне азотування
Інструментальні сталі	Борування; іонне азотування; дифузійні покриття; азотування
Цинк	Осадження з газової фази; анодування; фосфатування; конверсійні покриття

Чинники, що враховують при виборі покриття:

- вартість і ресурс;
- корозійна активність робочого середовища, дія процесу напилення на матеріал підкладки;
- профіль поверхні;
- робочі температури, умови змазування і наявність абразиву в робочому середовищі, навантаження і швидкості, наявність ударних дій;
- пористість, теплопровідність, електропровідність і т.д.

12.2.7.1. Плазмове напилення

При плазмовому напиленні використовують високу температуру іонізованого інертного газу. Найбільш часто вживаний плазмоутворюючий газ – аргон (рис. 12.65).

Атмосферне плазмове напилення – APS

У цій технології використовують плазму під атмосферним тиском для плавлення і транспортування порошку. Температура при APS перевищує 10000℃, що дозволяє напилювати широкий спектр матеріалів (рис. 12.66).

Застосування:

- зносостійкі покриття;
- корозійностійкі покриття;
- термобар'єрні покриття (ТВС);
- відновлення виробів і т.д.

Матеріали:

- кераміка (наприклад, Al_2O_3, TiO_2, Cr_2O_3, ZrO_2);
- метали (наприклад, кобальт, нікель, молібден), сплави (наприклад – на основі заліза).

Вакуумне плазмове напилення – VPS

У цій технології використовують плазму під низьким тиском (приблизно 0.1 атм).

Температура, яка досягається при VPS, перевершує 10000℃, що дозволяє виконувати напилення фактично будь-якого матеріалу. Цей процес відбувається в керованому, інертному середовищі, що дає можливість отримувати високоякісні покриття з низькою пористістю, меншим окисленням і чудовою адгезією (див. рис. 12.67).

Застосування:

- зносостійкі покриття;
- корозійностійкі покриття;
- термобар'єрні покриття (ТВС);
- відновлення виробів і т.д.

Матеріали:

- кераміка (наприклад: Al2O3, TiO2, Cr2O3, ZrO2);
- метали (наприклад: Ta, Ti, Co, нікель, мідь, W), сплави (наприклад: Ti-based, Fe-based).

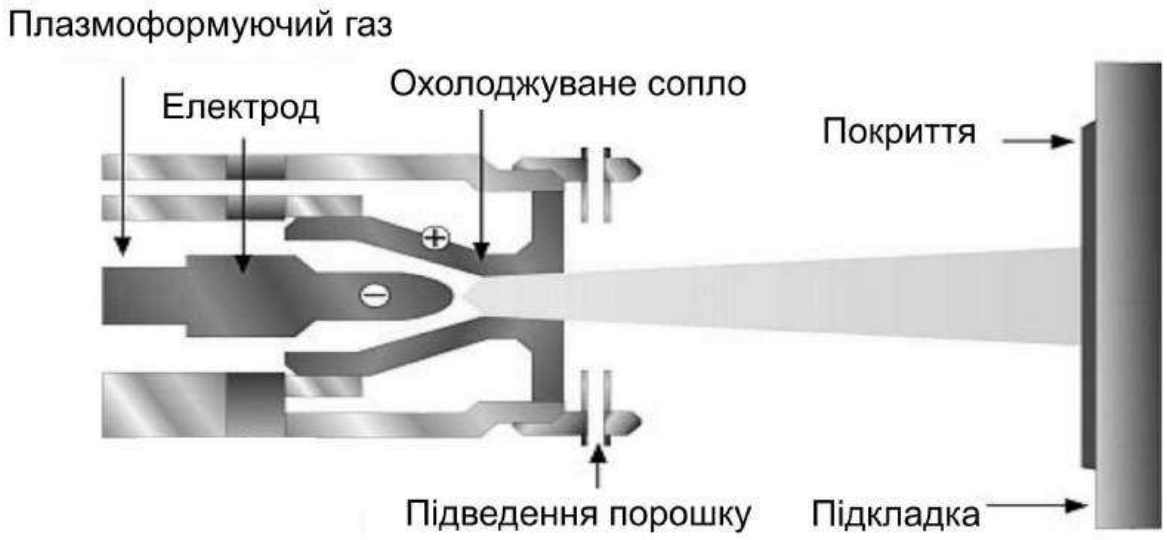


Рис. 12.65. Схема плазмового процесу напилення *(джерело: Plasma and Thermal Coatings Ltd.)*



Рис. 12.66. Атмосферний процес плазмового напилення *(джерело: Advanced Powders and Coatings Inc)*



Рис. 12.67. Вакуум-процес розпилювання плазми *(джерело: APC Advanced Powders and Coatings Inc)*

Таблиця 12.9

Плазмові покриття *(джерело: Plasma Group Science)*

Покриття	**Характеристики**	**Області застосування**
Карбід вольфра-му / Кобальт (83/17)	Макротвердість – Rc 50-55 Мікротвердість – DPH300 750-950 Адгезійна міцність – 62 МПа (9000psi)	Використовується в низьких температурних середовищах до 500℃ на деталях, що піддаються фретингу і абразивному зносу
Оксид хрому	Макротвердість – Rc 70-72 Мікротвердість – DPH300 900-1300 Адгезійна міцність – 41 МПа (6000psi)	Використовується на ділянках інтенсивного абразивного зносу: на затворах насосів, крильчатках, зонах тертя зубчастих робочих коліс, валів і т.д.
Ітрій, стабілізо-ваний цирконієм	Макротвердість – Rc 30-35	Використовується як термобар'єрне покриття, де важливим є опір високій температурній корозії і тепловому удару. Компоненти, покриті цим матеріалом, мають газові частини турбіни, вихлопні порти та інші вузли, що працюють при температурах вище 850℃
Нікель / Хром (80/20) + + 6 % Алюмінію	Макротвердість – RB 90 Адгезійна міцність – 28МПа (4000psi)	Високотемпературні покриття для мінімізації окислення і корозії вуглецевих сталей до 980℃.
Кобальт / Хром / Нікель / Вольфрам	Макротвердість – Rc 59	Може використовуватися в температурах до 540...840℃, цей матеріал має високу стійкість до ерозії і фретинг-зносу
Алюміній / Поліестер	Макротвердість – Rc 60.80	Використовуваний як зносостійке покриття при температурах до 345℃

12.2.7.2. Детонаційне напилення

Детонаційне напилення покриттів належить до методів, що використовують дискретні джерела енергії, і характеризується частотою циклів напилення. Традиційна послідовність елементів робочого циклу полягає в такому. Камеру запалювання, трубу, що зазвичай зачинена з одного кінця, заповнюють робочою сумішшю газів, здатною детонувати (рис. 12.68, 12.69). Одночасно із заповненням камери вибуховою сумішшю або з деякою затримкою в камеру додають напилюваний порошок. Потім для запобігання зворотному удару між точкою ініціації запалювання і змішувачем газів створюється пробка із флегматизуючого газу. Детонуючу суміш, в якій у зваженому стані перебуває напилюваний порошок, підпалюють електричною іскрою за допомогою джерела займання. Процес займання завершується виникненням горіння, яке розповсюджується зі швидкістю, що збільшується. Пройшовши певну відстань, горіння переходить у детонацію. У процесі взаємодії з детонаційною хвилею і продуктами детонації частинки напилюваного матеріалу нагріваються і з великою швидкістю прямують на поверхню виробу (рис. 12.70). Взаємодія потоку напилюваних частинок із підкладкою приводить до утворення поодинокої зони напилення. Структура робочого циклу детонаційної установки показана на рис. 12.71 [12].

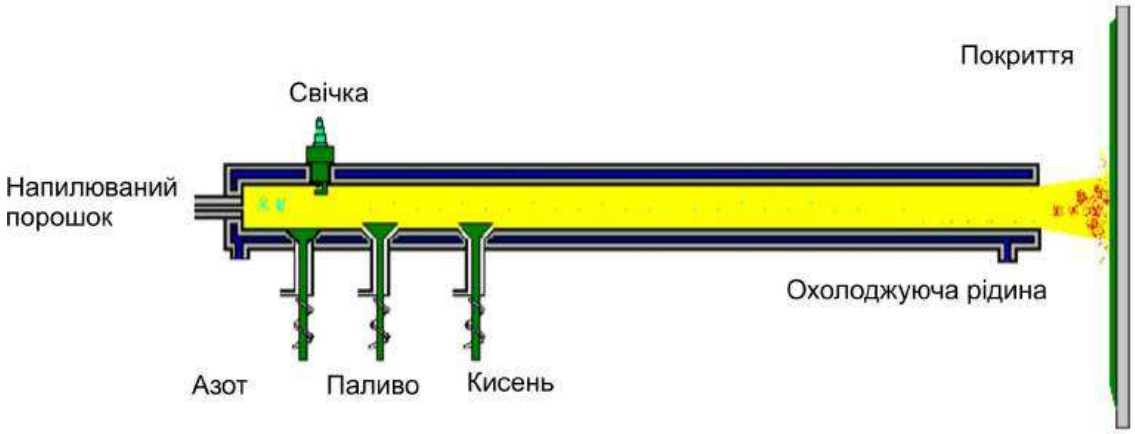


Рис. 12.68. Схема встановлення для детонаційного нанесення покриттів



Рис. 12.69. Зовнішній вигляд установки для детонаційного нанесення покриттів

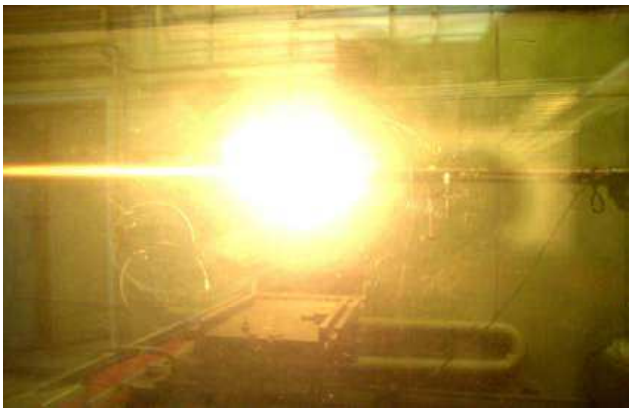


Рис. 12.70. Процес детонаційного напилення

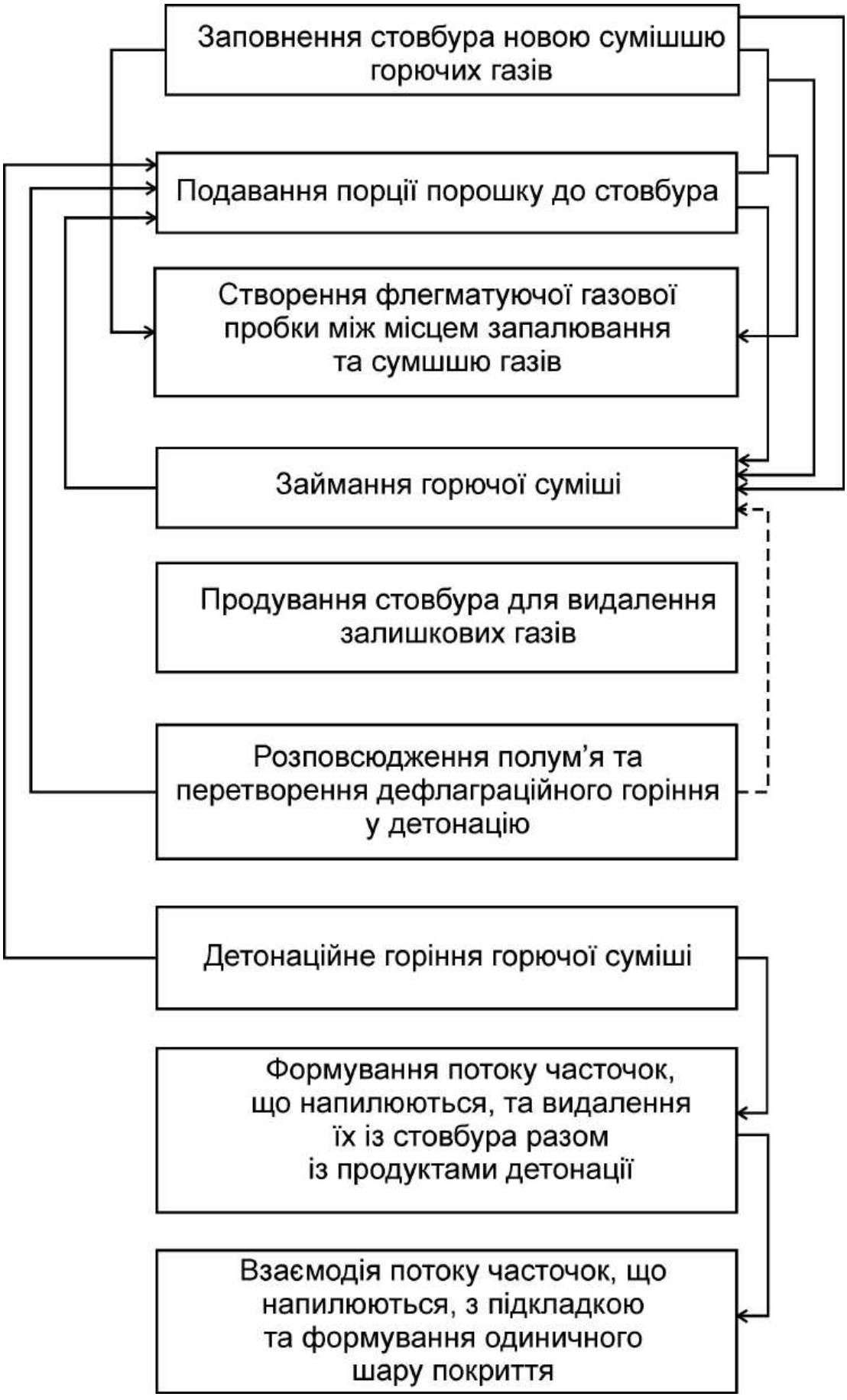


Рис. 12.71. Схема робочого циклу детонаційного нанесення покриттів

Детонаційні покриття успішно застосовують у машинобудуванні, авіаційній промисловості. Порівняно з указаними вище цей метод має низку переваг [11, 12]:

– міцність зчеплення покриттів з виробом досягає від 180 до 360 МПа, що на порядок вище, ніж у покриттів, нанесених іншими методами, і дозволяє застосувати їх для зміцнення і відновлення деталей, що працюють в екстремальних умовах при дії великих контактних та ударних навантажень;
– товщина шару, що наноситься, практично не обмежується і простежується у межах 5...5000 мкм;
– температура деталі при напиленні залежить від її розмірів і не перевищує 530 К, що відповідає низькому відпуску. У разі малої тривалості процесу напилення температурна дія є незначною;
– незначна термічна дія на напилюваний матеріал внаслідок малої тривалості циклу дає можливість формувати покриття з рівномірними фізико-механічними властивостями по поверхні та товщині;
– можливість плавного та стійкого регулювання параметрів процесу в широких діапазонах дозволяє для кожного матеріалу встановити найбільш оптимальні режими напилення;
– застосування дрібнодисперсних композиційних матеріалів для напилення дає можливість формувати покриття з шорсткістю від 10 до 20 мкм, що в деяких випадках не потребує додаткового механічного оброблення;
– висока енергія продуктів детонації, що прискорює частинки, підвищує їх температуру, дозволяє формувати покриття із тугоплавких матеріалів не тільки на металевих деталях із твердістю поверхні 60HRC і вище, але і на неметалічних матеріалах (скло, кераміка, деревина, картон та ін.).

Вибір матеріалів для напилення

При виборі матеріалу покриття керуються двома чинниками – службове призначення покриття і властивості покриття.

За службовим призначенням детонаційні покриття можуть бути розподілені на такі головні групи [12]:

1) покриття для захисту від зносу;
2) покриття для захисту від руйнування при високих температурах;
3) покриття для захисту від корозії;
4) покриття зі спеціальними електрофізичними і оптичними властивостями;
5) покриття для створення саморегулюючих зазорів;
6) покриття для відновлення розмірів зношених деталей.

До гранулометричного складу порошки можна розподілити на такі групи:

– до 5 мкм – дуже дрібні;

– від 5 до 15 мкм – дрібні;
– від 15 до 30 мкм – середні;
– від 30 до 60 мкм – великі;
– від 15 до 60 мкм – середньовеликі;
– від 5 до 60 мкм – дрібновеликі.

Для детонаційного напилення найбільш придатними є фракції за гранулометричним складом до 60 мкм.

При втомному руйнуванні поверхневих шарів, фретинг-корозії, газоабразивному зносі авіаційних двигунів, що працюють при температурі до 840 ° С, широко застосовують тверді зносостійкі покриття на основі карбіду вольфраму з кобальтовою або нікелевою зв'язувальною речовиною – WC +15 % Co, WC + 18 % Co, WC + 20 % Ni та ін. Ці покриття мають високу міцність зчеплення, стійкість до ударних навантажень.

В області високих температур до 1300 К деталі АД захищають покриття на основі карбіду хрому – Cr_3C_2 + 15 %Ni і O_2C_3+ 15 % N/O.

Найбільш жаростійкими є окисні покриття – ZrO_2 + $A/_2O_3$, 0_20_3, T/O. Окисні покриття застосовують також для захисту від корозії.

Для зниження втрат і перетікання газу в ущільненнях ротора через радіальні зазори використовують припрацьовані покриття Ni + 25 % графіту; 69 % Ni + 14 % O + 8 % Fe + 3,5 % Al + 5,5 % порошка ВН. Для ремонту і відновлення деталей застосовують покриття на основі Ni.

Детонаційні та плазмові покриття знаходять широке застосування як в зарубіжних, так і у вітчизняних конструкціях. Так, у двигунах літаків «Боїнг» ДСВ-50 використовують 600 деталей із плазмовими покриттями, напиленими за розробками компанії «Metco». Snekma застосовує плазмове напилення для захисту 90 вузлів у двигунах літаків «Конкорд», «Аеробус», «Міраж» та ін. [11] .

Для таких вузлів, як спрямовуючі закрилки, температурні шви авіаційного двигуна, ущільнення повітряного компресора, сегменти вентиляційного каналу і ребра жорсткості, середні опори вентиляційних лопаток, знаходять застосування такі системи, як WC + 12 % Co, WC + 17 % Co, механічна суміш WC + 12 % Co з нікелевим сплавом, що самофлюсується, і композиційним порошком, нікельалюміній (80 % Ni – 20 % Al) [11].

Відмінність цих систем полягає у високій стійкості до зношування абразивними частинками і в умовах фретинг-корозії, високій міцності зчеплення при помірних температурах (до 540 °С).

Порошок карбіду вольфраму з нікель-алюмінієвим композиційним порошком 95 % Ni – 55 % Al та нікельхромоборокремнієвим сплавом, а також сплав карбіду вольфраму з 12 % кобальту використовують для напилення на компресорні лопатки, втулки компресора, гніздо зубчастого механізму, шийки вала і т.д.

12.2.7.3. Технологія комплексної вакуумної іонно-плазмової модифікації поверхні

Призначення

Технологія призначена для зміцнення поверхні конструкційних сталей і може бути використана для оброблення взаємодіючих поверхонь пар тертя деталей машин і механізмів, що працюють в умовах великих динамічних навантажень, наприклад для підвищення контактної міцності зубчастих коліс і зносостійкості валів, втулок, штоків.

Короткий опис і техніко-економічні показники

Сутність технології полягає в тому, що в єдиному технологічному циклі з використанням оригінального плазмогенератора та випарника електродуги на поверхні деталі з конструкційної сталі формується тришарова зносостійка композиція, що складається з двофазної зони внутрішнього азотування і зони дрібнодисперсного покриття нітридів або карбонітридів металів перехідної групи, наприклад TIN.

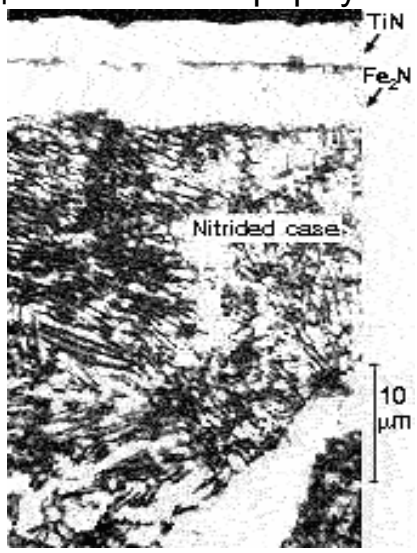


Рис. 12.72. Структура модифікованих шарів сталі 40Х після вакуумного іонно-плазмового оброблення [9]

Наявність двофазного азотованого підшару забезпечує високу адгезію TIN покриття з підкладкою, формостійкість підкладки у контакті з контртілом у процесі тертя, термостійкість. Унаслідок комплексного іонно-плазмового оброблення поверхні деталей з конструкційних сталей вони набувають підвищеної зносо- та корозійної стійкості.

Ефективність застосування пропонованої технології можна проілюструвати на прикладі конструкційної сталі 40Х (C – 0,40 %; Cr – 1,0 %; Mn – 0,5...0,8 %; Si – 0,17...0,37 %).

На графіках показані (рис. 12.73, 12.74) результати вимірювання мікротвердості зразка сталі 40Х, підданого іонно-плазмовому обробленню за розробленою технологією, а також результати вимірювання зносостійкості зразків сталі 40Х, підданих різним видам оброблення. Випробування на знос проводили на лабораторній машині тертя ИП-3 без мастила за схемою "ротор-плоский зразок" при контактному навантаженні 200 Н і швидкості ковзання 0,36 м/с. Критерієм зносу була втрата ваги досліджуваного зразка. Випробування показують, що модифікація поверхні сталевих зразків за розробленою технологією дозволяє збільшити їх мікротвердість в три - чотири рази, а зносостійкість – в чотири - п'ять разів [9].

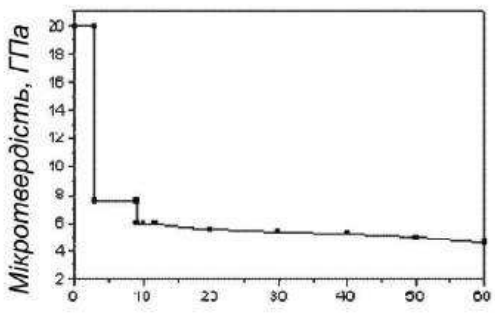


Рис. 12.73. Профіль мікротвердості зразка сталі 40Х, підданого іонному азотуванню в несамостійному дуговому розряді і асистованому плазмою напиленню TiN покриття

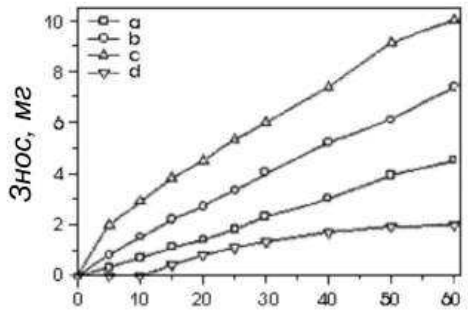


Рис. 12.74. Залежність зносу поверхневих шарів сталі 40Х від часу випробування в умовах сухого тертя після оброблення різними способами: a – гартування, b – іонного азотування, c – напилення TIN покриття, d – комплексного оброблення за розробленою технологією

12.3. ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

Механічне оброблення зубчастих коліс розподіляють на три етапи – чорновий, чистовий і оздоблювальний.

Чорновий етап складається з обдирних операцій, на яких знімають 60...70% всього припуску на оброблення.

На чистовому етапі знімають до 30% припуску. Надається остаточна форма деталі. На цьому етапі використовують верстати підвищеної точності. Якщо зуби не отримані на заготівельному етапі, то їх нарізують на чистовому етапі.

Оздоблювальний етап містить операції, які забезпечують задану точність і чистоту поверхонь зубчастого колеса. Як настановні бази використовують зовнішні та внутрішні циліндричні поверхні й торці. Щоб уникнути пошкодження при транспортуванні шліц, різьблення і паз шпон, їх обробляють після термообробки.

Місце термічної обробки (ТО) в технологічному процесі (ТП) визначається її виглядом і розмірами зубчастого колеса.

Цементацію і гартування проводять наприкінці чистового етапу. Для зменшення викривлення дискових зубчастих коліс гартування здійснюють у штампах на гартівних пресах.

Зразковий план оброблення цементованого зубчастого колеса

1. ТО заготовки (нормалізація).
2. Чорновий етап: підрізування торців, розточування отворів, обточування зовнішніх поверхонь.

3. Чистовий етап: підрізування торців, розточування отворів, точне розточування або шліфування отворів і опорного торця за одне встановлення, точіння або шліфування іншого торця, точіння зовнішніх поверхонь, точіння канавок і виїмок, нарізування зубів і їх зачистка.
4. Міднення поверхонь, що не підлягають цементації.
5. Цементація, гартування, відпуск.
6. Зняття міді.
7. Остаточний етап: шліфування поверхні хвостовика і отворів, шліфування або точіння поверхонь під шліци і різьблення, нарізування різів і шліців, шліфування зубів, слюсарна зачистка зубів.
8. Остаточний контроль.

Зразковий план оброблення зубчастого колеса, що азотується

1. ТО заготовки (нормалізація).
2. Чорновий етап: підрізування торців, розточування отворів, обточування зовнішніх поверхонь.
3. ТО (гартування+відпуск).
4. Чистовий етап: підрізування торців, розточування отворів, точне розточування або шліфування отворів та опорного торця за одне встановлення, точіння або шліфування іншого торця, точіння зовнішніх поверхонь, точіння канавок і виїмок, нарізування зубів і їх зачистка, нарізування шліців.
5. ТО (стабілізаційний відпуск).
6. Оброблення перед азотуванням (шліфування базових циліндричних поверхонь і опорного торця), попереднє шліфування зубів із залишенням припуску на остаточне оброблення.
7. Лудіння поверхонь, що не підлягають азотуванню.
8. Азотування.
9. Гальванічне зняття олова.
10. Остаточний етап: шліфування отворів і поверхні хвостовика, остаточне шліфування поверхні зуба, точіння поверхонь під різьблення і шліци, нарізування шліців і різьблення, слюсарна зачистка.
11. Остаточний контроль.

12.4. ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ВАЛІВ

Механічне оброблення валів зазвичай розділяють на три етапи: чорнове (обдирання), чистове і остаточне оброблення.

Чорновим обробленням досягається рівномірний розподіл припусків на подальше оброблення і видаляються поверхневі дефекти. Його проводять при напружених режимах, які обмежуються деформаціями вала, що допускаються, під дією зусиль різання і закріплення. При значних

масштабах виробництва тут частіше застосовують могутні і жорсткі верстати високої продуктивності.

При чистовому обробленні знімають значно менші припуски, ніж при чорновому. Режими тут призначають менш напруженими, щоб уникнути деформацій як вала в цілому, так і його поверхневих шарів. При серійному виробництві на цьому етапі застосовують продуктивні багаторізцеві токарні верстати, часто забезпечені копіювальними пристроями. Головна мета цього етапу – отримати вал з малими припусками на остаточне оброблення. Тут мають бути ліквідовані похибки після першого етапу механічного оброблення і викривлення після термооброблення.

При остаточному обробленні потрібно отримати задані точність і чистоту поверхні, тому тут недопустимі умови, за яких можуть виникнути значні похибки внаслідок деформацій. Найбільшу питому вагу на цьому етапі має оброблення на шліфувальних верстатах; крім того, застосовують різні методи оброблення (хонінгування, суперфінішування і полірування). На цьому ж етапі, як правило, обробляють різьблення, дрібні шліци та інші поверхні, які могли б бути пошкоджені, якби їх обробляли раніше.

При обробленні вала зазвичай дотримуються такої послідовності, щоб на останніх етапах внутрішні поверхні обробляли раніше зовнішніх. Це зумовлено тим, що концентричність зовнішніх і внутрішніх поверхонь простіше забезпечити, якщо спочатку обробити внутрішні поверхні, використовуючи їх потім як настановні бази для оброблення зовнішніх.

Велику увагу при проектуванні технологічного процесу приділяють вибору місця термічного оброблення. Вали, що термополіпшують наприклад, можна піддавати гартуванню і відпуску як до механічного оброблення, так і після першого його етапу. У першому випадку відпадає необхідність у транспортуванні валів із механічного цеху в термічний і назад, і тим самим скорочується тривалість циклу оброблення. Проте це не завжди вдається: за наявності великих припусків на оброблення виникає небезпека непрожарення валів. Такі вали спочатку обдирають, а потім піддають термообробленню.

Для валів, що мають окремі цементовані ділянки, місце термооброблення в технологічному процесі залежить в основному від способів захисту нецементованих поверхонь.

В авіадвигунобудуванні застосовують такі способи захисту:

– поглинання міді металом нецементованими поверхнями перед цементацією;
– збільшення на нецементованих поверхнях припуску, який знімають після цементації, але перед гартуванням.

Комбінація першого і другого способів полягає в поглинанні міді металом поверхнями зі збільшеним припуском, який знімають після гартування деталі (подвійний захист).

12.4.1. Зразкові плани оброблення валів

Вали, що термополіпшують:

1. Термооброблення (нормалізація).
2. Підрізування торців і зацентровування.
3. Обточування зовнішніх поверхонь під люнет (якщо вал довгий).
4. Чорновий етап:
   а) свердлення осьового отвору;
   б) розточування отвору, проточування центрових фасок;
   в) відрізання зразка для випробування (для валів першої групи контролю);
   г) обточування зовнішніх поверхонь.
5. Термооброблення (гартування і відпуск).
6. Відновлення баз.
7. Шліфування шийок під люнет (якщо довгий вал).
8. Чистовий етап:
   а) розточування отвору;
   б) обточування зовнішніх поверхонь;
   в) фрезерування канавок, лисок та інших подібних зовнішніх поверхонь;
   г) свердлення радіальних отворів.
9. Остаточний етап:
   а) полірування отвору;
   б) розточування або шліфування ділянок отвору з високою точністю;
   в) шліфування зовнішніх поверхонь;
   г) нарізування шліців;
   д) нарізування різьблення;
   е) полірування зовнішніх поверхонь;
   ж) чистове оброблення робочих поверхонь.
10. Остаточний контроль.

Гартування і відпуск валів діаметром менше 50 мм з невеликими припусками на всіх ступенях проводять до першого етапу. Якщо вали мають невелику довжину, наприклад до 500 мм, то їх не зацентровують, а чорновий етап починають з оброблення отворів.

Вали цементовані:

1. Термооброблення (нормалізація).
2. Підрізування торців і зацентровування.
3. Обточування зовнішніх поверхонь під люнет (якщо довгий вал).
4. Чорновий етап:
   а) свердлення осьового отвору;
   б) розточування отвору, проточування центрових фасок;
   в) відрізання зразка для випробування (для валів першої групи контролю);

г) обточування зовнішніх поверхонь;
д) шліфування цементованих ділянок отвору;
е) шліфування зовнішніх цементованих поверхонь.

5. Поглинання міді металом нецементованих поверхонь.
6. Цементація, гартування, відпуск.
7. Виправлення і зачищення базових фасок біля отвору.
8. Шліфування шийок під люнет (якщо довгий вал).
9. Чистовий етап:
   а) розточування отвору;
   б) обточування нецементованих зовнішніх поверхонь;
   в) нарізування шліців, фрезерування викружок і т. п.;
   г) свердлення радіальних отворів.
10. Остаточний етап:
   а) полірування отвору;
   б) шліфування цементованих ділянок отвору, відновлення базових поверхонь;
   в) шліфування зовнішніх шийок;
   г) шліфування шліців;
   д) нарізування різьблення;
   е) полірування зовнішніх поверхонь;
   ж) чистове оброблення зовнішніх робочих поверхонь.
11. Остаточний контроль.

Можливі засоби виготовлення заготовки:

1. Вільним куванням на молотах в експериментальному виробництві.
2. Штампуванням на кривошипно-шатунових пресах. Лінія роз'єму штампа – уздовж осі. Без центрального отвору.
3. На кривошипно-шатунових пресах методом прямого або зворотного витискування заготовки з осьовим отвором. Початкова заготовка – коло, сортовий матеріал.
4. На горизонтально-кувальних машинах (ГКМ). Висадка фланця без осьового отвору. Початкова заготовка – круглий сортовий матеріал. Для ступеневих валів застосовують ротаційне витискування.
5. На ГКМ – з початкової заготовки труби. Вали з осьовим отвором.

Всі заготовки без осьового і з осьовим отвором підлягають термообробленню – гартуванню і відпуску до твердості 280 ... 320 НВ.

Бібліографічний список

1. Технология обработки конструкционных материалов / П. Г. Петруха, А. И. Марков, П. Д. Беспахотный и др.; под ред. П. Г. Петрухи. – М.: Высш. шк., 1991. – 521 с.
2. Технология производства авиационных двигателей / В. А. Богуслаев, А. В. Богуслаев, А. И. Долматов и др. – Методы обработки деталей авиационных двигателей. Ч. 3. – Запорожье, изд. ОАО «Мотор Сич», 2006.– 638 с.
3. Краткий справочник металлиста / под ред. П. Н. Орлова, Е. А. Скороходова.– М.: Машиностроение, 1986.– 960 с.
4. Кудрявцев, В. Н. Зубчастые передачи. / В. Н. Кудрявцев.– М.– Л.: Машиностроение, 1957. – 334 с.
5. Адам, Я. И. Справочник зубореза / Я. И. Адам, Г. Г. Овумян.– М.: Машиностроение, 1971. – 232 с.
6. Потапов, В. А. Зубообработка на выставке EMO'99 / В. А. Потапов. //Техника машиностроения: – 2000. – № 5. – С. 12 – 22.
7. Износостойкость деталей машин / www.nppsm.ru.
8. Технология электромеханической обработки материалов / – http://www.vstu.ru/index.shtml
9. Оборудование и технология комплексной вакуумной ионно-плазменной модификации поверхности конструкционных сталей / http://www.hcei.tsc.ru/
10. Special technologies for product life increasing / A. I. Dolmatov, O. V. Boguslaev, S. E. Markovich.– Textbook.– Kharkov: National aerospace university "KhAI", 2006. – 110 p.
11. Маркович, С. Є. Дослідження процесу нанесення детонаційно-газових покрить деталей авіаційної техніки з урахуванням величини та розподілу залишкових напружень у системі покриття-підкладка: дис...канд. техн. наук: 05.07.04 / С .Є. Маркович. – Харків, 2005.– 217 с.
12. Детонационное нанесение покрытий на детали авиадвигателей и технологического оснащения с последующей магнитно-абразивной обработкой / В. О. Богуслаев, А. И. Долматов, П. Д. Жеманюк и др. – Запорожье: Дека, 1996. – 366 с.

Розділ 13. ТЕХНОЛОГІЧНА ПІДГОТОВКА ВИРОБНИЦТВА ДЛЯ МОНТАЖУ ТРАНСМІСІЇ ВАЖКОГО ВЕРТОЛЬОТА

13.1. КОНТРОЛЬОВАНІ ПАРАМЕТРИ ЯКОСТІ

Технологічна підготовка виробництва (ТПВ) згідно зі стандартним визначенням – це забезпечення технічної готовності підприємства до випуску нового виробу. На кожному з етапів ТПВ особливу увагу приділяють питанням забезпечення високої якості, надійності та ресурсу виробів. Найбільший обсяг робіт при цьому припадає на контроль геометричних параметрів, пов'язаних із забезпеченням взаємозамінності агрегатів, точним відтворенням зовнішніх форм і кінематики монтажних робіт (табл. 13.1).

Таблиця 13.1

Параметри якості, контрольовані на етапах ТПВ

Етапи ТПВ	Параметри якості, що контролюються, %		
	фізичні	геометричні	функціональні
Відпрацювання конструкції на технологічність	12	68	20
Розроблення директивної технології і методів контролю	5	70	25
Проектування засобів технологічного оснащення	2	93	5
Виготовлення засобів технологічного оснащення	1	90	9
Відпрацювання технологічних процесів і впровадження серійної технології	4	40	56

Для монтажу збирального устаткування застосовують найрізноманітніші методи і засоби, вибір яких зумовлюється:

– прийнятим у ТПВ методом забезпечення взаємозамінності;
– конструктивними особливостями пристосувань;
– вимогами до точності виготовлення і розташування фіксуючих і базових елементів оснащення.

В основу класифікації монтажних засобів, що використані при виготовленні складальних пристосувань, покладені конструктивні ознаки приладів і пристроїв і їх можливості щодо забезпечення точності.

Всі монтажні засоби розділені на три класи:

– жорсткі носії форми і розмірів;

– координатні стенди;
– безконтактні засоби монтажу і координації розмірів.

Зона застосування контрольно-макетного оснащення для монтажу і ув'язки з настановною базою обмежена:

– квалітетами допуску на виготовлення – від 7 до 12;
– габаритними розмірами з'єднаних стиків: квалітетами 7 і 8 – до 1250 мм; квалітетами 9 і 10 – до 2500 мм, квалітетами 11 і 12 – до 4000 мм.

Якщо габаритні розміри з'єднаних місць оснащення перевищують вказані, то виготовлення жорстких носіїв розмірів не рекомендується. У цих випадках потрібно застосовувати для контролю монтажу оснащення оптичні та лазерні системи.

Розвиток вертольото- і літакобудування висуває все більш зростаючі вимоги до якості виготовлення їх вузлів і агрегатів, отже, і до методів і засобів контролю їх збирання.

Найбільш перспективними є оптичні і лазерні методи контролю. Вони мають низку переваг перед контактними. Ці методи дозволяють виконувати контроль на значних відстанях з високою точністю і малою інерцією. Наприклад, відстань від точки до прямої при віддаленні точки від труби на 5000 мм може бути визначено з похибкою ± 0,025 мм. При монтажі стапельного оснащення для важких вертольотів і літаків діапазон вимірювань лазерних приладів є необмеженим.

За допомогою оптичних і лазерних методів можна вимірювати лінійні та кутові величини, керувати встановленням агрегатів і вузлів при збиранні вертольотів і літаків і отримувати найбільш об'єктивні результати контролю.

Використання оптичних і лазерних методів контролю у виробництві дає можливість точніше виконувати технологічні вимоги в процесі складальних робіт і тим самим забезпечує надійну роботу агрегатів при експлуатації. За допомогою розроблених у даний час оптичних приладів можна вимірювати розміри, контролювати форми і взаємне розташування осей і поверхонь із великою точністю.

Вертоліт має істотні конструктивні відмінності від літака, а окремі його вузли і агрегати, наприклад трансмісія, мають специфічні умови роботи і потребують особливої уваги при монтажі.

13.2. ТЕХНОЛОГІЧНІ ОСОБЛИВОСТІ КОНТРОЛЮ МОНТАЖУ АГРЕГАТІВ ТРАНСМІСІЇ

Процес монтажу агрегатів трансмісії на вертольотах є трудомістким. Труднощі монтажу зумовлені тим, що агрегати трансмісії – проміжний, хвостовий редуктори, опори вала – розташовані на значній відстані один від одного, а особливо від головного редуктора.

При такому розташуванні агрегатів необхідно забезпечити їх співвісну з похибкою не більше десятих часток міліметра і витримати непаралельність осей вала в межах декількох кутових хвилин.

Наприклад, щоб знайти потрібне місце проміжному редуктору, його доводиться зміщувати і в горизонтальній, і у вертикальній площинах, знаходити потрібний кут установлення його щодо головного редуктора. Попередня фіксація проміжного редуктора на болтах меншого діаметра, що проходять крізь перехідні втулки, через великі габаритні розміри і масу не завжди забезпечує переміщення його на необхідну відстань.

Процес переміщення проміжного редуктора по посадковій поверхні нервюри вручну незручний і трудомісткий, доводиться послаблювати болти кріплення його до нервюри, тобто порушувати його первинне встановлення як за віссю, так і за кутом.

Фітинги опор хвостового вала встановлюють на стапелі центральної частини фюзеляжу деяких вертольотів неостаточно. Їх ставлять на контрольні болти, розраховуючи на те, що в цеху остаточного збирання при монтажі агрегатів трансмісії установка їх буде скоректована виходячи з остаточного розташування проміжного редуктора. Таке технологічне рішення не сприяє зниженню трудових витрат у процесі монтажу агрегатів трансмісії.

Якщо встановлення фітингів опор на шпангоутах за співвісністю виконують з допустимими за кресленням похибками, то встановлення і фіксацію їх за кутом відносно площини, перпендикулярної осі хвостового вала, проводять нежорстко і з чималими похибками. Більше того, нежорстка фіксація фітингів у процесі клепання зовнішньої обшивки фюзеляжу до шпангоутів створює додаткові похибки, а в окремих випадках сприяє навіть деформації самих фітингів.

Кінцеву балку вертольота згідно з кресленням стикують із центральною частиною фюзеляжу. Проте під дією сили тяжіння після звільнення від фіксаторів стапеля вона не залишається в колишньому положенні, а опускається вниз. Більше того, після встановлення на балку штатних агрегатів вона провисає. Провисання балки змінює положення нервюр, на які встановлюють проміжний і хвостовий редуктори, що спричиняє за собою появу додаткових похибок як за неспіввісністю, так і за кутом установлення цих агрегатів.

Таке положення викликає неприємні наслідки. У процесі монтажу агрегатів трансмісії виникають непередбачені трудомісткі роботи, наприклад підпилювання посадочних поверхонь нервюр редукторів і т.п.

Практика установлення проміжних редукторів на вертольотах і регулювання трансмісії показала, що в процесі проведення таких робіт необхідно враховувати деякі обставини.

Слід враховувати вплив температури зовнішнього середовища. Якщо, наприклад, у процесі регулювання сонячні промені падають збоку на фюзеляж і підігрівають одну сторону хвостової балки, то вона деформується від нагрівання і відповідно міняється положення осі хвостового вала. Деформація балки в площині проміжного редуктора відносно подовжньої площини фюзеляжу може бути більше 10 мм. Регулювання трансмісії буде більш точним, якщо вертоліт стоїть на підйомниках, а не на шасі.

На якість монтажу агрегатів трансмісії сильно впливає ступінь узгодження базових площин. Складність такого узгодження обумовлюється тим, що, як правило, агрегатне збирання фюзеляжу здійснюється на двох, трьох і навіть чотирьох стапелях. Тому незначні похибки кожного стапеля підсумовуються у відчутні похибки при остаточному встановленні агрегатів трансмісії.

За таких умов має бути проведений ретельний аналіз схем контролю стапелів, характеристик вузлів, узгоджені вимоги до всіх базових поверхонь агрегатів трансмісії і т.п. Слід розробити спеціальну монтажну схему для стапелів, в якій показано розташування контрольних приладів, технологічних координатних площин і таблиці з координатами базових монтажних місць. Схема контролю базових монтажних місць стапеля має бути прикладена до робочих креслень на стапель.

Щоб уникнути непередбачених похибок, доцільно контроль базових площин і координатних точок стапелів виконувати на основі одних і тих же методів і засобів. Упровадження більш досконалих методів і засобів контролю лазерних центруючих вимірювальних систем або оптико-механічних приладів – візирних телескопів сприяє якіснішому монтажу агрегатів трансмісії на вертольоті.

Застосування макетів, що імітують агрегати трансмісії, дозволяє розширити фронт монтажних робіт. В окремих випадках можна вигідно використовувати макети як фіксатори окремих базових вузлів фюзеляжу і як поверхні для встановлення підставок під оптичні прилади.

Наприклад, необхідно, щоб макет головного редуктора мав виведення базового приводу кріплення хвостового вала трансмісії і приводу вала вентилятора. Він може бути використаний для фіксації вузлів рами підредуктора безпосередньо на стапелі або на натурних стендах. У цьому випадку відпадає необхідність у проектуванні і виготовленні спеціального пристосування для фіксації вузлів рами підредуктора на стапелі.

Привід хвостового вала трансмісії такого макета може служити початковою базою розташування пристосувань для установлення оптичних приладів при контролі монтажу проміжного і хвостового редукторів, а також опор хвостового вала.

Привід вала вентилятора може бути початковою базою для встановлення вентилятора. Такий макет дозволить надійно зафіксувати вузли рами

підредуктора на стапелі в зоні встановлення головного редуктора, зафіксувати фітинги опор хвостового вала на стапелі (безпосередньо на базових площинах шпангоутів).

13.3. ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНІЧНІ ЗАХОДИ ТПВ ЩОДО ВИКОРИСТАННЯ ОПТИЧНИХ І ЛАЗЕРНИХ ЗАСОБІВ

Використання у виробництві найбільш довершених оптичних і лазерних засобів контролю призводить до ускладнення етапу організаційної підготовки. Їх впровадження потрібно планувати вже на стадії проектування літальних апаратів і при розробленні великогабаритного технологічного оснащення.

При проектуванні виробу ретельно розробляють метод контролю, вибирають оптичний прилад і вказують: напрям головних ліній візування; отвори, крізь які проводять лінії візування; місця на виробах, де встановлюють підставки під прилади; місця на деталях або вузлах, де встановлюють цільові знаки.

Опрацьовування конструкції стапельного оснащення в процесі її проектування заслуговує на особливу увагу. До цієї роботи необхідно підключати технологів як цеху агрегатного збирання, так і цеху остаточного збирання. Опрацьовування конструкції має проводитися у напрямі визначення номенклатури фіксуючих вузлів, способів фіксації, вибору методів і засобів контролю, монтажної схеми контролю стапеля і базових місць для установлення контрольних приладів.

Головна умова для виконання вимірювань і контролю збиральних робіт – вибір вимірювальної бази. Під вимірювальною базою розуміють ті поверхні виробу, які є такими, на які встановлюють вироби, що сполучаються, і відносно яких визначають розміри.

Вибір вимірювальних баз залежить від стадії технологічного процесу, на якій проводять контроль. При операційному контролі за вимірювальні бази необхідно приймати ті технологічні бази, які використовували при виготовленні виробу. При контролі готових виробів як база має бути використана основна монтажна база, тобто поверхня деталі, яка є настановною при її розміщенні.

Майже у всіх випадках технологічного проектування виробу за початок відліку розмірів деталей приймають або осьову лінію, або базову лінію (або площину). Необхідно мати також макети проміжного і хвостового редукторів. Макети дозволяють виконати повну розмітку для встановлення штатних агрегатів, тобто знайти для проміжного і хвостового редукторів їх місця розташування.

На основі досвіду використання макетів та інших пристосувань у процесі монтажу агрегатів трансмісії за допомогою оптичних приладів розроблені

рекомендації щодо використання технологічного оснащення, що сприяє підвищенню якості монтажу і зручності в роботі при серійному виробництві. Наприклад, макет проміжного редуктора повинен мати дві рухомі головки із фланцями (рис. 13.1). Кожна головка має можливість переміщатися за допомогою гвинтів у горизонтальній і вертикальній площинах.

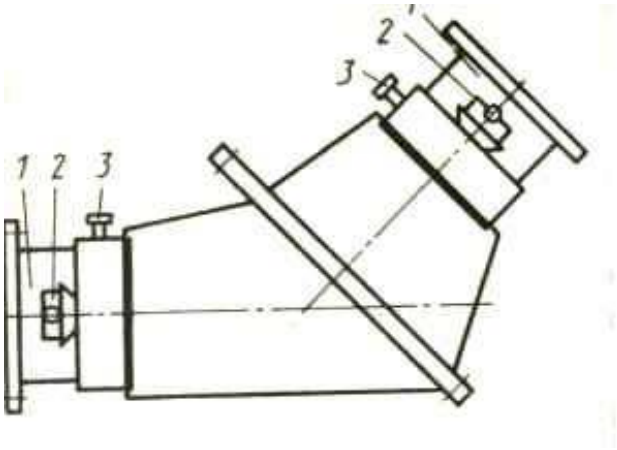


Рис. 13.1. Макет проміжного редуктора: 1 – головка рухома; 2 – гвинт горизонтального переміщення; 3 – гвинт вертикального переміщення

Така конструкція макета за шкалою на його корпусі дозволяє визначити відстань, на яку потрібно змістити проміжний редуктор у вертикальній або горизонтальній площині, щоб встановити його у співвісному оптичному приладі. При цьому сам макет залишається закріпленим болтами на нервюрі, і переміщати його по посадочній поверхні немає необхідності.

Точність виготовлення такого макета, тобто його базові і опорні поверхні, їх розташування, мають відповідати допускам і посадкам, указаним у робочому кресленні для штатного проміжного редуктора.

Конструктор технологічного оснащення в період ТПВ спільно із технологом має виконати такі роботи:

- розробити схему розташування оптичних і лазерних приладів для базових ліній візування і опорних лазерних променів в агрегаті;
- розробити схему розташування координатно-фіксуючих отворів (КФО) в деталях і вузлах, що підлягають базуванню за опорними оптичними лініями і лазерними променями;
- пропрацювати завдання на проектування оснащення;
- провести проектування стапельного оснащення.

Технолог, створюючи технологічний процес на збирання агрегату, зобов'язаний провести такі роботи:

- встановити найбільш ефективні методи технічного контролю складальних робіт як по агрегатному, так і по остаточному збиранні виробу;

– скласти перелік робіт як при агрегатному, так і при остаточному збиранні виробу, при виконанні яких необхідно застосувати оптичні та лазерні вимірювальні засоби;
– розробити схему ув'язки КФО в технологічному оснащенні;
– скласти перелік необхідних вимірювальних засобів;
– розробити контрольну схему прийнятої вимірювальної системи;
– скласти завдання на розроблення базових опорних вузлів для встановлення оптичних і лазерних контрольних приладів;
– розробити технічне завдання на проектування контрольного технологічного оснащення;
– розробити технологічний процес збирання із вказівкою способів установлення деталей по опорних оптичних лініях і лазерних променях;
– організувати навчання роботі з новими вимірювальними системами технологів, майстрів, слюсарів-складальників, що беруть участь у збиранні.

Одна з переваг впровадження лазерних вимірювальних систем полягає в тому, що в процесі збирання безперервно активно контролюють розташування збираних деталей і за необхідності змінюють складальний процес, що знижує відсоток браку складальних виробів. У звичайних збиральних процесах неточність у розташуванні базових деталей виявляється, як правило, при стикуванні агрегатів і виправлення цього браку виявляється вже неможливим. Метод збирання на базі опорних пучків лазерного випромінювання може бути ефективно застосований як у дослідному, так і в серійному виробництві при збиранні найбільш відповідальних конструктивних елементів.

Впровадження у виробництво оптичних і лазерних приладів потребує дотримання і виконання деяких технічних вимог. Ці вимоги обумовлюються тим, що прилади, як правило, складні за своєю конструкцією, мають особливі умови роботи порівняно з умовами роботи контактних вимірювальних засобів, коштовні і потребують високої кваліфікації обслуговуючого персоналу. Зберігати такі прилади, а також виготовлені до них пристосування рекомендується в окремих шафах або на стелажах у сухому опалювальному приміщенні.

Крім того, для найбільш правильної експлуатації оптичних і лазерних приладів рекомендується в дослідному виробництві в цеху остаточного збирання виробів мати групу (не менше трьох чоловік), яка могла б при збиранні агрегатів постійно займатися вимірювальними і контрольними роботами.

У серійному виробництві, де обсяг складальних робіт має постійну періодичність, рекомендується в цеху остаточного збирання мати постійну

самостійну групу з контролю складальних робіт на чолі з майстром, відповідальним за організацію контролю збирання агрегатів.

Бібліографічний список

1. Вагнер, Е. Т. Лазерные и оптические методы контроля в самолетостроении / Е. Т. Вагнер, А. А. Митрофанов, В. Н. Барков. – М.: Машиностроение, 1977. – 176 с.
2. Митрофанов, А.А. Контроль сборки летательных аппаратов: Оптические и лазерные методы / А. А. Митрофанов – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.

Розділ 14. ВИБІР ОПТИЧНИХ І ЛАЗЕРНИХ ЗАСОБІВ МОНТАЖУ І КОНТРОЛЮ ТРАНСМІСІЇ

Вибір засобів оптичного і лазерного контролю доцільно проводити в такій послідовності: вибір методу вимірювання, вибір схеми вимірювання і підбір оптичного або лазерного приладу.

При виборі ***методу вимірювання*** необхідно забезпечити потрібну для технічного процесу точність вимірювань, малий час вимірювання, зручну настройку і перевірку оптичних і лазерних приладів.

Вибір ***схеми вимірювання*** слід починати з опрацьовування можливих варіантів таких схем з урахуванням технологічних вимог. При цьому необхідно враховувати вибір бази для встановлення оптичного і лазерного приладу, можливість установлення цільових знаків, схилів і т. п., забезпечити найменші похибки при вимірюваннях, зручність у роботі з оптичним і лазерним приладами при вимірюваннях, мінімальні витрати часу на контрольні операції.

Підбирають оптичні або лазерні засоби контролю з урахуванням таких вимог:

- слід забезпечити відповідність вибраній схемі вимірювань;
- діапазон вимірювальної шкали або оптичного компенсатора мають забезпечувати необхідний відлік при вимірюваннях;
- необхідно, щоб технічні характеристики приладу відповідали відстані візування;
- абсолютна похибка приладу має відповідати вибраному методу вимірювання.

14.1. ВИБИРАННЯ ОПТИЧНИХ ЗАСОБІВ МОНТАЖУ І КОНТРОЛЮ

Універсальний прилад ППС-11 призначений для перевірки прямолінійності і площинності великогабаритних виробів, контролю співвісних отворів, паралельності або перпендикулярності площин і осей отворів. Абсолютна похибка вимірювання зміщення в площині, перпендикулярній візирній осі, дорівнює ± (0,01 ± L /200 мм), де L – дистанція візування, м.

Прилад є зоровою трубою з діапазоном фокусування від 0,03 до 30 м. Зорова труба (рис. 14.1) має рукоятки фокусування 1 і відлікового механізму 2, окуляр 3.

Кронштейн 4 використовують для встановлення підсвічування цільового знака зорової труби. За шкалами відлічують зміщення зображення об'єкта візування щодо оптичної осі зорової труби. Наявність двох рукояток відлікового механізму дозволяє виконувати вимірювання в двох взаємно перпендикулярних площинах. Окуляр 3 змінний, замість нього можна встановити окуляр, заломлюючий оптичну вісь на 90°. Для

візування в двох взаємно перпендикулярних напрямах застосовують пентапризму в оправі.

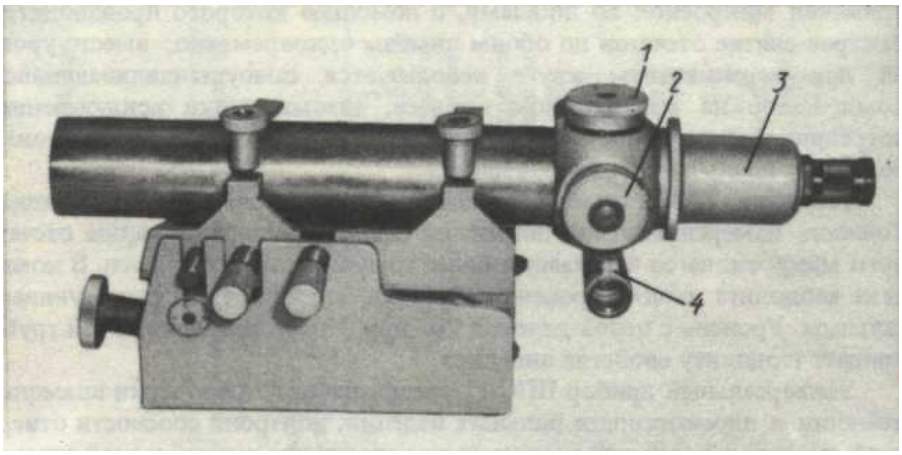


Рис. 14.1. Зорова труба ППС 11 на підставці

Прилад ВКС призначений для регулювання співвісності валів двигуна і редуктора на вертольотах візирним і колімаційним методами.

Практика показала, що ВКС може бути використаний також для вимірювання неспіввісної валів і отворів, вимірювання кутових змішень при встановленні окремих агрегатів трансмісії, а коліматор ВКС – для вимірювання кутів у поєднанні з іншими оптичними приладами, наприклад із приладом ППС-11.

Зорова труба приладу ВКС (рис. 14.2) має посадковий стрижень 4, за допомогою якого зорову трубу встановлюють у спеціальне пристосування.

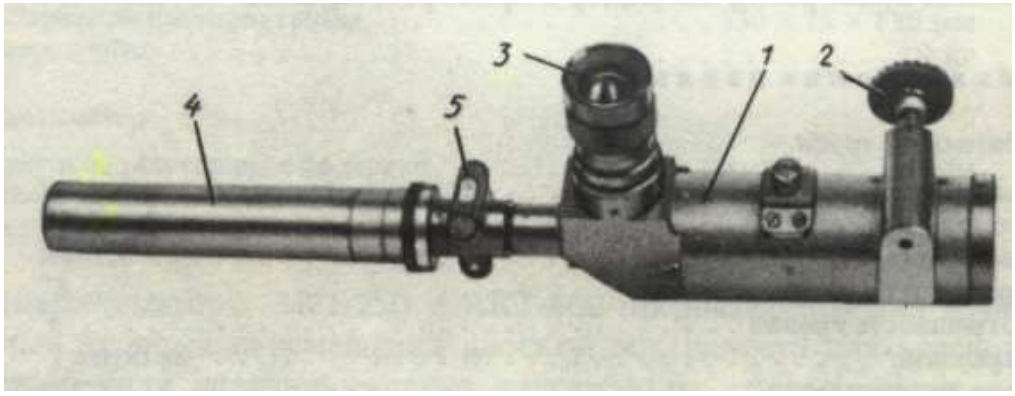


Рис. 14.2. Зорова труба приладу ВКС: 1 – корпус; 2 – рукоятка;
3 – окуляр; 4 – стрижень посадковий; 5 – рівень

На посадковому стрижні знаходиться рівень 5, призначений для узгодження в поперечному напрямі сітки труби із сітками коліматора. Усередині корпусу 1 зорової труби змонтований рухомий об'єктив в оправі, який можна переміщати уздовж оптичної осі за допомогою рукоятки 2, що дає можливість фокусувати зображення на сітку для

вимірювання нахилів або на сітку для вимірювання зміщень коліматора. На корпусі змонтовано окуляр 3, що має діоптрійну шкалу.

Коліматор має дві сітки. Одна сітка з штрихом-бісектором призначена для вимірювання неспіввісності, а інша з хрестоподібним штрихом – для вимірювання кутових зсувів. Установлення коліматора співвісно зоровій трубі проводять почерговим фокусуванням труби на сітку для вимірювання зміщень і на сітку для вимірювання кутів нахилу.

Якщо зорова труба сфокусована на сітку коліматора для вимірювання кутів нахилу, то не буде помітна сітка для вимірювання зміщень. При такій схемі можна встановити коліматор співвісності з лінією візування зорової труби.

Ця можливість оптичної системи *коліматор – зорова труба* дозволяє використовувати такі оптичні системи для регулювання співвісності валів двигуна і редуктора вертольотів, а також для контролю точності встановлення проміжних редукторів на вертольотах.

Коліматор приладу ВКС (рис. 14.3) має посадковий стрижень 1 діаметром 52 мм, який встановлюють в отвір спеціального пристосування. У посадковому стрижні є вузол 4 підсвічування зі штепсельним роз'ємом.

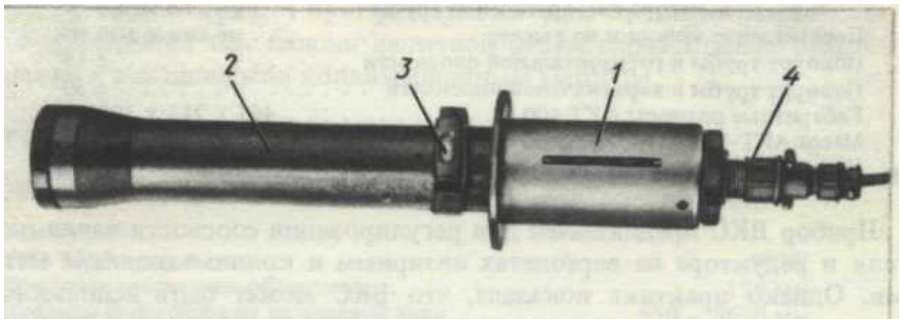


Рис. 14.3. Коліматор приладу ВКС: 1 – стрижень посадковий; 2 – труба; 3 – рівень; 4 – вузол підсвічування

На трубі 2 коліматора встановлено рівень 3, призначений для узгодження сіток коліматора в поперечному напрямі із сіткою візирної труби. Усередині труби вмонтовані лінза, сітка для вимірювання нахилів коліматора, об'єктив і сітка для вимірювання зміщення коліматора.

Для того, щоб установлювати зорову трубу і коліматор на роликові муфти, розроблено комплект із двох пристосувань, що базуються на валу. Пристосування фіксують у двох положеннях – шліцьовим з'єднанням вала з роликовою муфтою і упором площини торця фланця пристосування в поверхню торця зовнішньої обойми роликової муфти.

Кожне пристосування кріплять трьома болтами, встановленими на спеціальному хомуті, який вмонтовують на роликовій муфті.

При установленні оптичні осі зорової труби і коліматора приладу ВКС мають збігатися з осями вала редуктора і вала двигуна. Це

забезпечується точністю оброблення посадкових стрижнів зорової труби і коліматора приладу ВКС і точністю виготовлення та збирання пристрою для встановлення зорової труби (рис. 14.4). Посадковий стрижень зорової труби 1 встановлюють у вал пристрою 2 і фіксують затискним гвинтом.

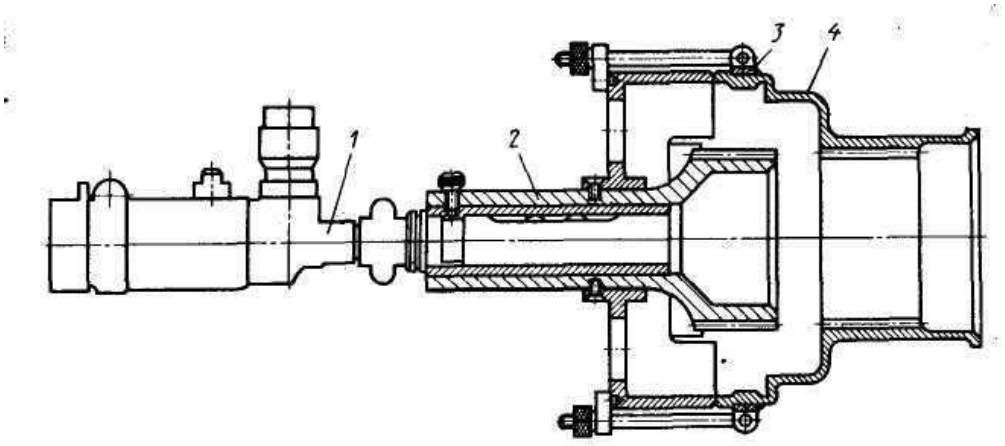


Рис. 14.4. Схема встановлення зорової труби на редуктор:

1 – труба зорова; 2 – пристосування для встановлення зорової труби на карданну муфту редуктора; 3 – хомут з притисками для кріплення приладу для встановлення зорової труби; 4 – муфта карданна редуктора

Базою для встановлення зорової труби ВКС при оптичному контролі співвісності валів двигуна і редуктора є роликова муфта редуктора. При даній схемі встановлення ВКС як базову лінію приймають оптичну вісь зорової труби, яка є як би подовженням осі вала редуктора.

Коліматор 4 (рис. 14.5) фіксують на пристосуванні 3 двома болтами, що проходять через спеціальний фланець на його корпусі.

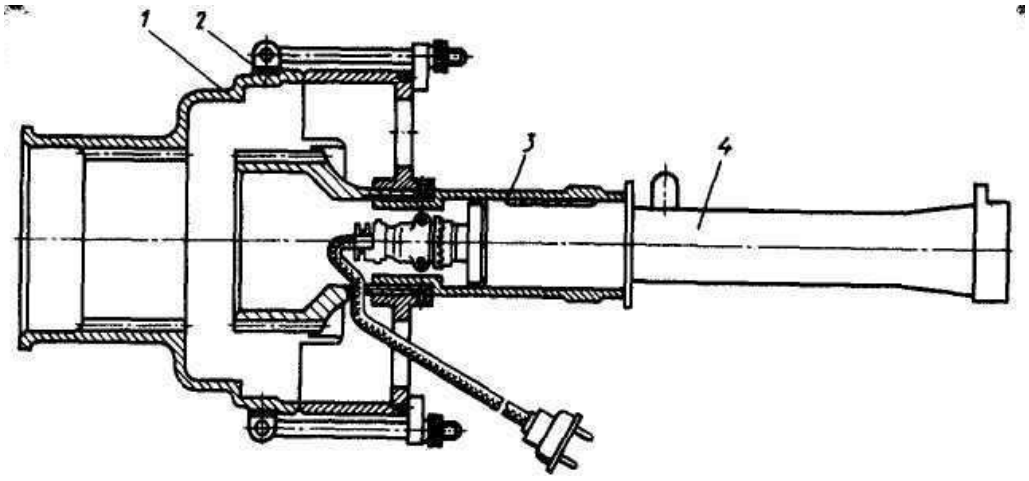


Рис. 14.5. Схема встановлення коліматора на двигун:

1 – муфта карданна двигуна; 2 – хомут із притисками;
3 – прилад пристосування для встановлення коліматора; 4 – коліматор

На рис. 14.6 показано схему встановлення зорової труби і коліматора приладу ВКС на проміжний редуктор трансмісії.

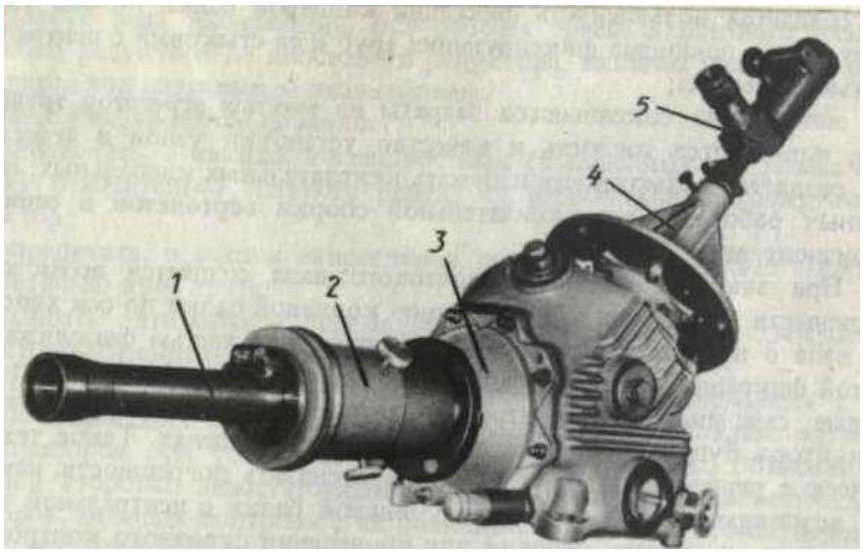


Рис. 14.6. Схема встановлення приладу ВКС на проміжний редуктор:

1 – коліматор; 2 – пристосування з головкою, що зміщується за кутом; 3 – редуктор проміжний; 4 – пристосування для встановлення зорової труби; 5 – зорова труба

При оптичних вимірюваннях кутові зміщення призводять до осьових зміщень. Тому при контролі точності встановлення проміжного редуктора за допомогою оптичних приладів слід спочатку забезпечити паралельнісь осей валів, а потім усувати осьове зміщення.

14.2. ВИБИРАННЯ ЛАЗЕРНИХ ЗАСОБІВ МОНТАЖУ І КОНТРОЛЮ

У вимірювальних системах зазвичай застосовують малопотужні газові лазери (потужність випромінювання – 1 ... 2 мВт).

Ці лазери мають мінімальну ширину лінії генерації, найменший кут розбіжності пучка вимірювання (близько 1'), одномодовий і одночастотний режими випромінювання, найбільш стабільні енергетичні і геометричні параметри випромінювання проміння. Слід випромінювання гелій-неонового лазера стійкий при відстані візування до 100 м.

Одномодовий режим випромінювання характеризується рівномірним розподілом щільності лазерного випромінювання за поперечним перетином пучка, що створює рівномірно освітлену пляму на екрані. Такий розподіл щільності дозволяє вимірювати зміщення об'єкта з найбільшою точністю за допомогою як фотоприймальних пристроїв, так і звичайного цільового знака, коли пучок лазерного випромінювання проектується на вимірювальний екран.

Необхідно щоб розміри лазера не перевищували розмірів звичайних оптичних приладів. Корпус лазера має бути циліндричної форми, а пучок

випромінювання – розташовуватися концентрично корпусу із похибкою не більше ± 0,01 мм або ± 0,5". Корпус лазера має бути герметичним, щоб попередити можливість попадання вологи, пороші та мастила на дзеркала резонатора. Термін служби газорозрядної труби має бути не менш ніж 5000 год.

Дуже важливою вимогою є стабільність положення осі діаграми спрямованості випромінювання. Цей дрейф не повинен перевищувати частки кутових секунди за 8 годин роботи лазера.

На рис. 14.7 показано серійний гелій-неоновий лазер моделі ИЛГН-207, технічні характеристики якого відповідають наведеним вище вимогам.

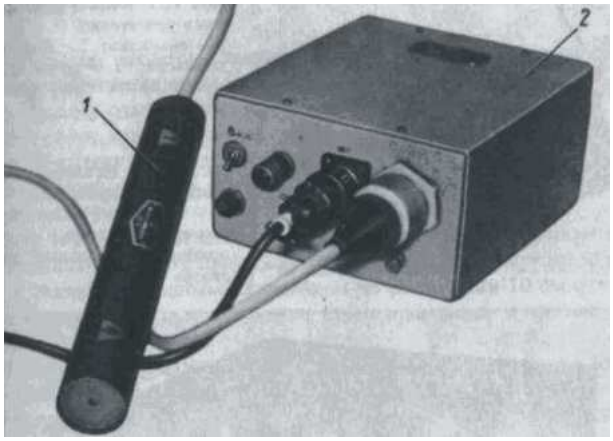


Рис. 14.7. Серійний лазер моделі ИЛГН-207: 1 – випромінювач; 2 – блок живлення

Для більш точних лазерних вимірювань застосовують фотоприймачі лазерного випромінювання. Принцип їх дії оснований на взаємодії електромагнітного поля з речовиною чутливого елемента. Фотоприймач є головним вузлом позиційно-чутливого цільового знака (ПЧЦЗ).

Залежно від розташування згідно з монтажною або контрольною схемою вони можуть відіграти роль як базових, так і робочих ПЧЦЗ. Пристрої для розміщення ПЧЦЗ мають відповідати технічним вимогам відповідно до схеми вимірювань, і забезпечувати найбільш точний контроль.

Для відображення інформації про розташування пучка лазерного випромінювання ПЧЦЗ забезпечуються блоками стрілкової або цифрової індикації в лінійних або кутових одиницях вимірювання.

Збільшення щільності потужності випромінювання у напрямі осі лазерного пучка, що виходить, за допомогою коліматора, дозволяє збільшити дальність дії лазерної центруючої вимірювальної системи (ЛЦВС) до сотень метрів. У вимірювальних системах коліматор установлюють в одному пристосуванні з випромінювачем лазера.

Широко вживані в літакобудуванні ЛЦВС відрізняються від інших вимірювальних систем аналогічного призначення підвищеною точністю завдяки створенню в промені стабільної у просторі та часі кільцевої

інтерференційної структури, вісь якої приймають за еталон прямолінійності.

У ЛЦВС використовують також і візуальні цільові знаки (ВЦЗ), простіші у конструктивному виконанні, надійніші і достатньо точніші. Залежно від наданого завдання ПЧЦЗ і ВЦЗ можуть бути конструктивно виконані таким чином, щоб контролювати дві, три, чотири або п'ять координат – лінійні, кутові і дистанцію до об'єкта одночасно.

Конструктивне оформлення приладів визначається технічними вимогами, призначенням і умовами роботи. Для контролю складально-монтажних робіт і точності встановлення окремих агрегатів лазерні прилади розміщують у стапелі, координатно-складальні стенди та інше технологічне оснащення.

Спосіб фіксації лазера в настановному пристосуванні визначається схемою вимірювання. Наприклад, у разі монтажу або контролю розташування вузлів стапельного оснащення лазер зазвичай центрується по двох крайніх точках технологічних координатних площин (ТКП).

Пучок лазерного випромінювання, що проходить між ТКП, є опорною базовою віссю для встановлення або контролю стапельного оснащення. У цьому випадку лазерний прилад відповідної комплектації, наприклад, як вказівник напряму (рис. 14.8), може встановлюватися на регульованій підставці. До конструкції його корпусу особливі вимоги не висуваються.

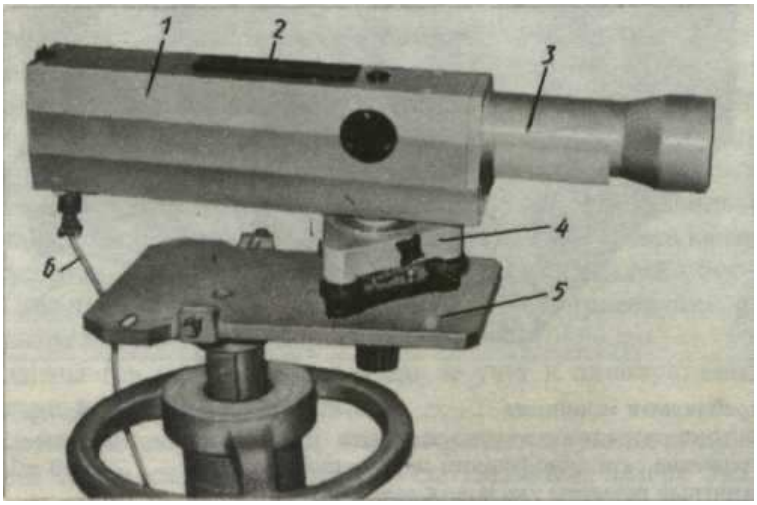


Рис. 14.8. Вказівник напряму лазерний: 1 – корпус лазера; 2 – рівень; 3 – корпус коліматора; 4 – підставка для нівеляції; 5 – майданчик; 6 – дріт живлення лазера

У разі, коли лазерний пучок ЛЦВС має відображати або створювати базову вісь вала, що проходить, наприклад, крізь центр фланця приводу агрегату, вимірювання виконують за іншою схемою. Така вимірювальна схема необхідна при встановленні агрегатів трансмісії на вертольотах (рис. 14.9).

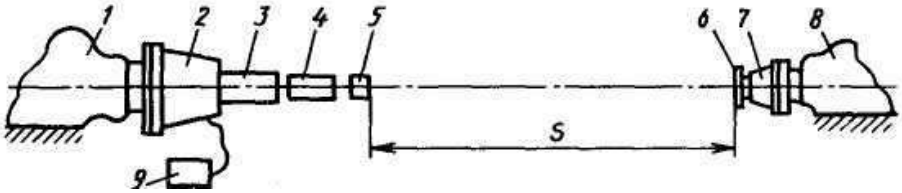


Рис. 14.9. Схема розташування ЛЦВС при контролі точності встановлення проміжного редуктора:
1 – редуктор головний; 2 – пристрій для встановлення лазера;
3 – випромінювач лазера; 4 – коліматор; 5 – діафрагма;
6 – знак цільовий; 7 – пристрій для встановлення цільового знака;
8 – редуктор проміжний; 9 – блок живлення лазера

У цьому випадку корпус лазера повинен мати базові опорні поверхні, на які вмонтовують настановний пристрій.

На рис. 14.10 показана одна з конструкцій пристосування для встановлення випромінювача лазера і коліматора на головний редуктор вертольота. Лазер і коліматор розміщені в корпусі пристрій. Центрування пристосування відносно осі редуктора здійснюється регулювальними гвинтами.

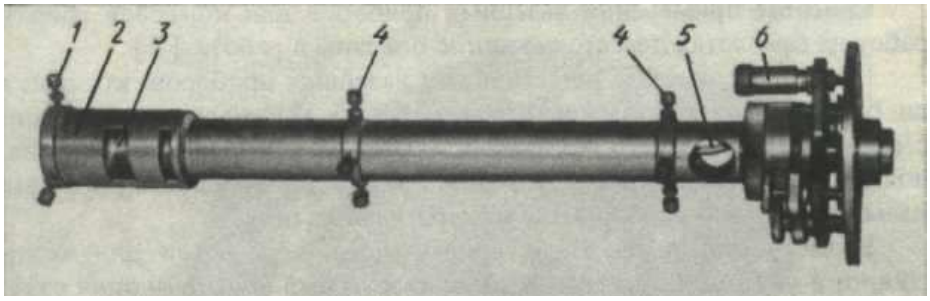


Рис. 14.10. Пристрій для встановлення випромінювача лазера і коліматора на головний редуктор вертольота: 1 – гвинт кріплення коліматора; 2 – корпус пристрою; 3 – коліматор; 4 – гвинт кріплення випромінювача лазера в пристрої; 5 – дріт живлення лазера;
6 – регулювальний гвинт

Виробничий досвід використання оптичних і лазерних засобів монтажу і контролю показує їх високу ефективність і універсальність.

У процесі складальних робіт на вертольоті і літаку можна контролювати якість монтажу стапельного оснащення, точність встановлення фюзеляжу, хвостової і кільової балок, крила, стабілізатора, шасі, головного і проміжного редукторів, окремих агрегатів відносно один одного, непаралельність валів редуктора і вентилятора, осей отворів опор хвостового вала.

Положення опорних пучків лазерного випромінювання задається ТКП, які встановлюють по торцях агрегатів у місцях розташування стапельних плит або базових перерізів рубильників.

При складанні агрегату на базі опорних пучків лазерного випромінювання відпадає необхідність у виготовленні макетних шпангоутів, нервюр і інших елементів стапеля, що тимчасово підкріплюють каркас збираного агрегату.

Бібліографічний список

1. Кривов, Г. А. Технология самолетостроительного производства / Г. А. Кривов. – К.: КВІЦ, 1997. – 460 с.
2. Митрофанов, А. А. Контроль сборки летательных аппаратов: Оптические и лазерные методы / А. А. Митрофанов. – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.

Розділ 15. ТИПОВІ ОПЕРАЦІЇ МОНТАЖУ І КОНТРОЛЮ ТРАНСМІСІЇ НА БАЗІ ОПТИЧНИХ І ЛАЗЕРНИХ СИСТЕМ

Оптичні та лазерні засоби, що раніше застосовувалися лише для контролю, стали використовувати для виконання монтажу агрегатів. Процес установлення агрегатів стає керованим, при цьому підвищується точність встановлення агрегатів не менше ніж на два порядки. За допомогою приладів можна візуально спостерігати відхилення осі агрегата від оптичної лінії візування або лазерної осі випромінювача, а також непаралельність осей, тобто кутові зміщення.

Головною умовою для виконання вимірювань і контролю складальних робіт є вибір вимірювальної бази. При оптичних і лазерних вимірюваннях зазвичай використовують контрольні лінії, від яких виконують вимірювання. Бажано, щоб контрольною лінією була лінія візування зорової труби або вісь лазерного променя.

15.1. МОНТАЖ І КОНТРОЛЬ ТОЧНОСТІ ВСТАНОВЛЕННЯ РЕДУКТОРІВ ТРАНСМІСІЇ

За допомогою оптичних приладів є можливість спостерігати реальну картину розташування проміжного редуктора щодо головного і хвостового редукторів, а також розташування опор хвостового вала трансмісії. Вся робоча траса хвостового вала від головного редуктора до хвостового редуктора, включаючи злам осі вала, знаходиться під візуальним спостереженням.

Метод візування дозволяє визначити:

– з якими похибками (у лінійних і кутових одиницях) відносно головного редуктора розташовано проміжний редуктор;
– у якому напрямі мають переміщатися агрегати трансмісії відносно один одного;
– якою є величина оптимального переміщення проміжного і хвостового редукторів відносно один одного.

При монтажі агрегатів трансмісії на вертольоті базою для встановлення оптичних і лазерних приладів є головний редуктор (рис. 15.1).

Зорову трубу 3 оптичні прилади (ППС-11 або ВКС) в пристосуванні 2 встановлюють на фланець виведення хвостового вала головного редуктора 1. Макет 6 проміжного редуктора розташовують на місці штатного проміжного редуктора, а макет 7 хвостового редуктора – на місці штатного хвостового редуктора. Макет хвостового редуктора може бути звичайною плитою, що імітує основу корпусу хвостового редуктора з виведенням приводу до хвостового вала.

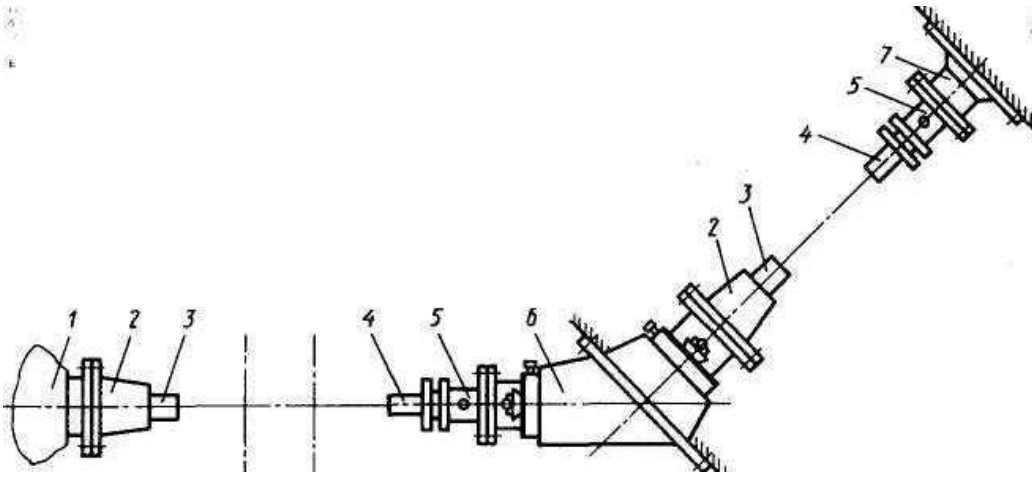


Рис. 15.1. Схема розташування оптичних приладів:
1 – редуктор головний; 2 – пристосування для встановлення зорової труби;
3 – зорова труба; 4 – коліматор; 5 – пристосування для коліматора;
6 – макет проміжного редуктора; 7 – макет хвостового редуктора

У процесі первинного оцінювання розташування макета 6 відносно пінії візування можна замість коліматора 4 встановити цільовий знак, сітка якого отградуйована в міліметрах. Це дозволить виміряти величину зміщення осі макету від лінії візування в горизонтальній і вертикальній площинах.

На рис. 15.2 показано схему вимірювання кутових зміщень, яку використовують для визначення кутових похибок установлення проміжного редуктора трансмісії.

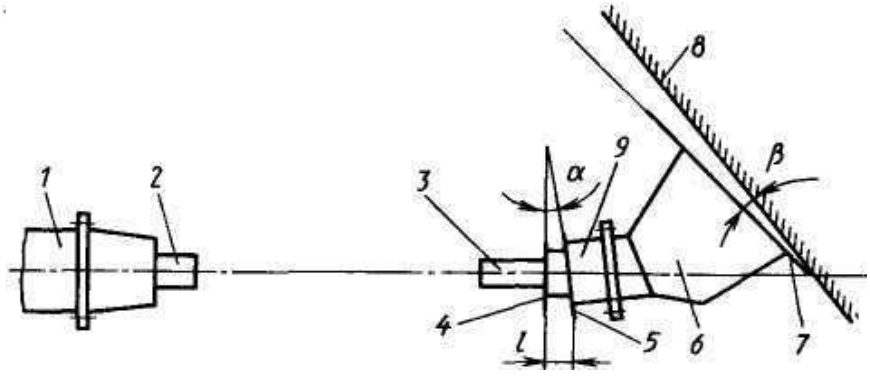


Рис. 15.2. Схема вимірювань кутових зміщень проміжного редуктора:

1 – редуктор головний; 2 – зорова труба; 3 – коліматор; 4 – фланець рухомий; 5 – фланець нерухомий; 6 – редуктор проміжний;
7 – основа корпусу редуктора; 8 – площина нервюри; 9 – пристосування для встановлення коліматора

На головний редуктор 1 трансмісії встановлено зорову трубу 2, а на проміжний редуктор 6 – коліматор 3 в пристосуванні 9 з двома фланцями –

нерухомим 5 і рухомим 4. Знаючи діаметр фланця 4 і відстань зміщення ℓ, можна визначити кут нахилу осі коліматора α.

Рівнозначність кутів α і β (див. рис. 2) дозволяє знайти величину кута, на який потрібно змістити корпус проміжного редуктора, тобто наскільки необхідно спиляти нервюру, щоб встановити проміжний редуктор щодо лінії візування з допустимими похибками.

Для того, щоб знайти кут установлення проміжного редуктора на базовій поверхні, використовують спеціальне пристосування (рис. 15.3) з тією, що зміщується за кутом відносно потрібної площини головкою для встановлення коліматора.

Пристосування складається з корпусу 1 з фланцем 5. Головку 3 зміщують за допомогою ручок 2, а пристосування кріплять до проміжного редуктора болтами 4. Внутрішня поверхня корпусу є сферичною, в неї вмонтовано головку 3, в яку встановлюють коліматор.

За допомогою головки 3 можна знайти необхідний кут і площину, в якій має бути повернений проміжний редуктор. Знаючи непаралельність осей фланця 6 і головки 3, можна знайти, наскільки має бути пришабрена посадочна поверхня фітинга опори.

Маючи таке пристосування для коліматора, можна визначити площину, в якій необхідно перемістити редуктор без нахилу макета щодо його посадочного місця. Макет проміжного редуктора при цьому залишається закріпленим болтами на нервюрі.

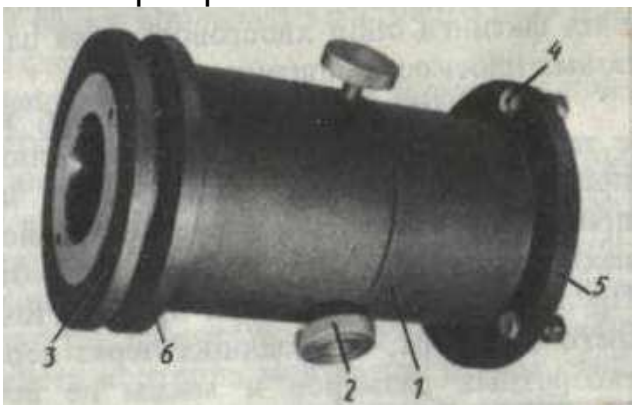


Рис. 15.3. Пристосування для кутового зміщення коліматора:
1 – корпус; 2 – ручка переміщення головки; 3 – головка для встановлення коліматора; 4 – гвинт кріплення пристосування; 5, 6 – фланці

За неспіввісністю та кутом зміщення проміжного редуктора щодо головного, а хвостового редуктора відносно проміжного роблять порівняльний аналіз результатів вимірювань з метою знаходження оптимального варіанта можливого переміщення агрегатів відносно один одного з урахуванням мінімальних доопрацювань опорних поверхонь нервюр.

Не виключено і такий варіант, коли хвостовий редуктор може бути прийнятий за другу базу при встановленні і контролі агрегатів. У цьому випадку пристосування із зоровою трубою встановлюють на макет

хвостового редуктора, а пристосування з коліматором – на макет проміжного редуктора.

При такому варіанті доопрацьовують тільки одну посадочну поверхню під проміжний редуктор. Після контрольної перевірки точності встановлення агрегатів підпилюють опорні площини і остаточно встановлюють проміжний і хвостовий редуктори трансмісії.

Знаючи середнє значення провисання кінцевої балки після завантаження її агрегатами, можна вирахувати і змінити кут установлення базових нервюр, на які монтують проміжний і хвостовий редуктори, тобто виконати відповідне корегування за кутом щодо провисання. Така зміна дозволяє уникнути непродуктивних витрат робочого часу та значно підвищує технологічність агрегатів трансмісії.

15.2. МОНТАЖ І КОНТРОЛЬ ТОЧНОСТІ ВСТАНОВЛЕННЯ ОПОР ВАЛІВ ТРАНСМІСІЇ

За допомогою оптичних і лазерних приладів можна проводити монтаж або контроль точності встановлення опор валів трансмісії для подовжньої і поперечної схем компонування вертольотів (рис. 15.4).

При контролі точності встановлення опор валів методом візування рекомендується користуватися цільовими знаками з двома робочими сітками. У цьому випадку за сіткою цільового знака, опори, що знаходиться в площині встановлення, контролюють лінійне зміщення опори, а за другою сіткою, що знаходиться ближче до зорової труби, – кутове зміщення опори.

Кутове зміщення опори можна підрахувати, знаючи відстань між сітками цільового знака і лінійне зміщення другої сітки цільового знака відносно лінії візування приладу. Знаючи допуски кутових відхилень опор хвостового вала, можна встановити дозволене зміщення другої сітки цільового знака щодо лінії візування.

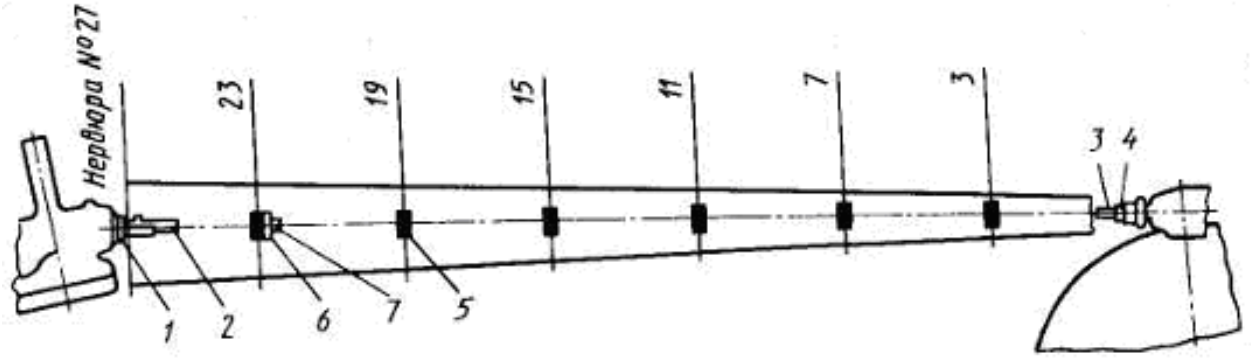


Рис. 15.4. Схема монтажу і контролю точності встановлення опор валів трансмісії:

1 – пристосування для встановлення зорової труби; 2 – зорова труба; 3 – коліматор; 4 – пристосування для встановлення коліматора; 5 – місце встановлення опор валів; 6 – пристосування для встановлення цільового знака; 7 – знак цільовий

Розмітку встановлення опор валів трансмісії рекомендується проводити після остаточного регулювання і встановлення проміжного редуктора.

Монтаж або контроль точності встановлення опор валів трансмісії виконують у такій послідовності:

– на виведенні вала головного редуктора розташовують пристосування для встановлення зорової труби приладів ППС-11 або ВКС, на пристосуванні встановлюють зорову трубу;
– проводять контрольну перевірку встановлення проміжного редуктора, для чого до виведення вала проміжного редуктора кріплять пристосування для встановлення коліматора; встановлюють коліматор;
– зорову трубу фокусують на штрих сітки для вимірювання кута нахилу коліматора. При правильному установленні проміжного редуктора центр штриха сітки для вимірювання кута нахилу коліматора збігається з центром штриха сітки зорової труби;
– зорову трубу фокусують на штрих сітки для вимірювання зміщення коліматора. При співвісному виведенні валів головного і проміжного редукторів центр штриха сітки коліматора для вимірювання зміщень суміщують з центром штриха сітки зорової труби;
– коліматор і пристосування для його встановлення знімають із проміжного редуктора;
– на одну з нервюр крила або один із шпангоутів хвостової балки кріплять пристосування для встановлення цільового знака, у пристосування встановлюють цільовий знак;
– зорову трубу фокусують на цільовий знак. Переміщенням пристосування із цільовим знаком суміщають центр штриха сітки зорової труби з центром штриха пластинки цільового знака;
– здійснюють розмітку для встановлення опори вала трансмісії.

На місця кріплення опор по черзі встановлюють пристосування з цільовим знаком і аналогічно розміщують наступні опори вала.

Якщо фітинги опор вала в процесі їх встановлення зафіксовані жорстко, то розмітку їх по співвісній можна проводити по цільовому знаку, оскільки в цьому випадку кутові похибки незначні. За допомогою коліматора можна виконати контрольну перевірку кутових зміщень і, якщо буде потрібно, зробити відповідне коректування.

Якщо фітинги опор вала в процесі їх встановлення не були жорстко зафіксовані, то розмітку їх за співвісністю та кутом потрібно проводити тільки за допомогою коліматора.

Розмічати фітинги для встановлення опор хвостового вала на шпангоутах фюзеляжу і хвостової балки доцільно після доопрацювання опорних поверхонь і остаточного встановлення редукторів.

Для свердлення і розгортання отворів необхідно мати спеціальне пристосування для переміщення коліматора (або цільового знака) в

горизонтальній і вертикальній площинах і для його повороту (рис. 15.5). Пристосування оснащено комплектом швидкозмінних кондукторних втулок і виконує одночасно і функцію накладного кондуктора.

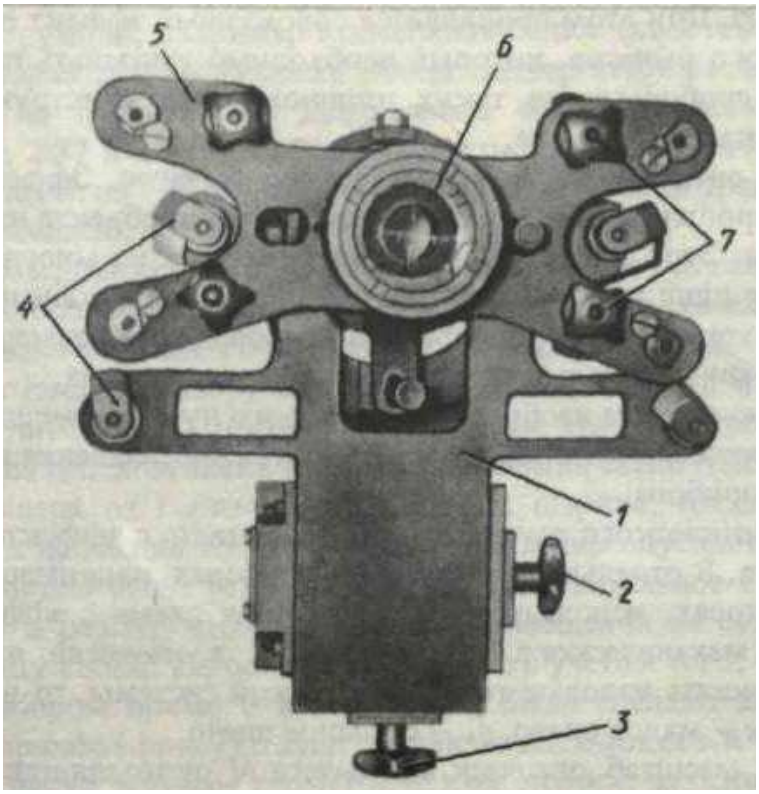


Рис. 15.5. Пристосування для встановлення опор хвостового вала:

1 – корпус; 2 – ручка для переміщення корпусу в горизонтальній площині; 3 – ручка для переміщення корпусу у вертикальній площині; 4 – фіксатор кріплення пристосування на шпангоуті; 5 – головка рухома; 6 – втулка для встановлення коліматора; 7 – ручка зміщення рухомої головки

Трудомісткий і багатоетапний процес встановлення фітингів опор можна істотно спростити, якщо забезпечити жорстку фіксацію фітингів опор на стапелі за допомогою спеціальних труб із фланцями, які замінюють секцію хвостового вала. Така фіксація не спричинить ускладнень і перешкод при проведенні клепальних робіт у центральній частині фюзеляжу і хвостової балки.

При жорсткій фіксації фітингів опор хвостового вала виявляються такі технологічні переваги:

– створюються умови остаточного встановлення фітингів опор безпосередньо на стапелі агрегатного збирання;
– забезпечується встановлення фітингів з мінімальними похибками за кутом відносно площини, що перпендикулярна осі хвостового вала;
– створюється можливість уникнути небажаних приладжуваних робіт у цеху остаточного збирання вертольотів у серійному виробництві.

При закріпленні опор хвостового вала створюється можливість виконати жорсткішу фіксацію кінцевої балки за віссю хвостового вала в процесі стикування її з центральною частиною фюзеляжу.

Таке технологічне рішення дозволить значно зменшити похибки, що неминуче виникають при стикуванні кінцевої балки з центральною частиною фюзеляжу, і створити умови для проведення скрізного контролю встановлення всіх агрегатів трансмісії за допомогою оптичних і лазерних приладів.

Систематичне спостереження, урахування і аналіз похибок, що допущені при монтажних роботах і вимірюваннях, створюють передумови для коректування технологічних процесів з метою їх поліпшення.

15.2.1. Контроль неспіввісності проміжного і головного редукторів

При встановленні опор валів мають бути враховані похибки щодо неспіввісності проміжного і головного редукторів. На рис. 15.6 показано схему розташування опор хвостового вала трансмісії, яка виконана з урахуванням неспіввісності осей валів проміжного і головного редукторів.

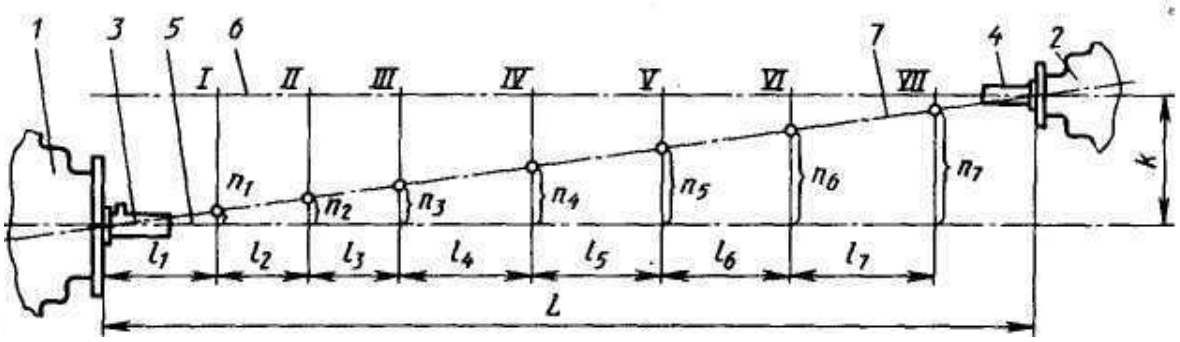


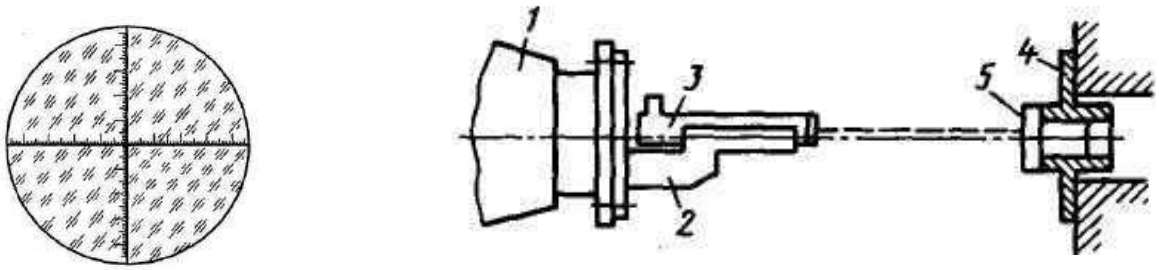
Рис. 15.6. Схема розташування опор хвостового вала трансмісії:
1 – редуктор головний; 2 – редуктор проміжний; 3 – зорова труба;
4 – коліматор; 5 – лінія візування; 6 – вісь вала проміжного редуктора;
7 – вісь хвостового вала; I–VII – опори

Вісь приводу вала проміжного редуктора 6 знаходиться на відстані k від лінії візування 5, прийнятої за базу. На схемі також показано, що робоча (дійсна) вісь 7 хвостового вала не збігається ні з лінією візування, ні з віссю приводу вала проміжного редуктора.

Контроль розташування опор хвостового вала трансмісії в даному випадку можливий сукупним методом оптичного контролю за допомогою зорової труби, що має пристрій автоколімації, і дзеркального цільового знака.

Корпус цільового знака незалежно від конструкції має забезпечувати точний збіг центру штриха з віссю настановного патрубка.

Дзеркальний цільовий знак із діленнями на пластинці (рис. 15.7, а) дозволяє встановити опору хвостового вала зі зміщенням, відповідним розрахунковому, а також поміряти її кутове відхилення. На рис. 15.7, б показано схему встановлення зорової труби і цільового знака.



а б

Рис. 15.7. Схема контролю встановлення опори хвостового вала

На вихідний вал головного редуктора 1 базується пристосування 2 для встановлення зорової труби 3. Пристосування 4 для встановлення дзеркального цільового знака 5 кріплять на місце опори хвостового вала. Зорову трубу спочатку фокусують на штрих сітки цільового знаку.

Зміщення пристрою 4 із цільовим знаком відносно оптичної осі зорової труби досягають, щоб штрих пластинки цільового знака збігся зі штрихом сітки візування зорової труби. Потім вмикають підсвічування пристрою автоколімації зорової труби і фокусують її на дзеркальну поверхню пластинки цільового знака. Переміщаючи пристосування для встановлення цільового знака в напрямі, перпендикулярному до оптичної осі зорової труби, досягають з’єднання віддзеркаленого штриха із штрихом сітки візування зорової труби.

15.3. КОНТРОЛЬ ПАРАЛЕЛЬНОСТІ ПЛИТ СТАПЕЛЯ КіЛЬОВОЇ БАЛКИ

Відтворення аеродинамічних форм і розмірів вертольотів і літаків визначається точністю виготовлення стапелів, в яких збирають як окремі відсіки, так і агрегати в цілому.

Великі габаритні розміри контрольованих об'єктів і високі вимоги щодо точності привели до того, що безконтактні оптичні та лазерні засоби стали головними при виготовленні і контролі стапельного оснащення.

Контроль паралельності плит і співвісності отворів стапелів виконують методом колімації за допомогою оптичної системи із зорової труби і коліматора. При встановленні і контролі паралельності плит користуються пристосуваннями, на які встановлюють оптичні прилади (рис. 15.8).

На плиту 7 встановлюють проміжний редуктор 8, на плиту 2 – хвостовий редуктор 1. На проміжний редуктор встановлюють зорову трубу 5 оптичного приладу, а на хвостовий редуктор – коліматор 4.

Зорову трубу фокусують на штрих сітки для вимірювання кутів нахилу коліматора. Спостерігаючи крізь окуляр, можна побачити, що якщо сітка зорової труби і сітка коліматора не поєднуються, то плити мають кутове зміщення. Кут зміщення можна поміряти за мікрометром сітки зорової труби оптичного приладу.

Неспіввісність отворів у плитах можна знайти, сфокусувавши зорову трубу на штрих сітки вимірювання зміщення коліматора.

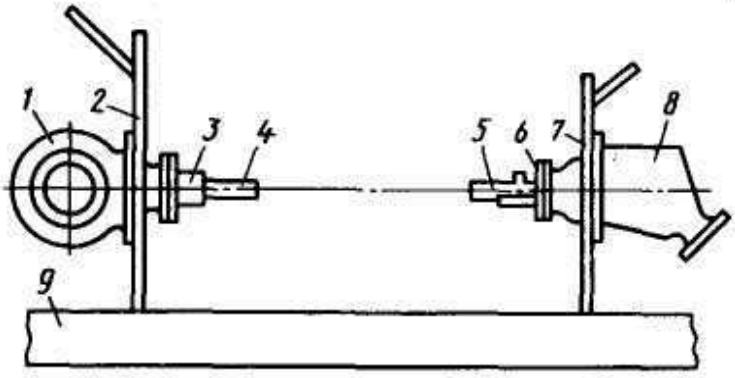


Рис. 15.8. Схема контролю паралельності плит стапеля для збирання кільової балки: 1 – редуктор хвостовий; 2, 7 – плити; 3 – пристосування для встановлення коліматора; 4 – коліматор; 5 – зорова труба; 6 – пристосування для встановлення зорової труби; 8 – редуктор проміжний; 9 – каркас стапеля

Якщо сітка для вимірювання зміщень коліматора не збігається із сіткою зорової труби, то отвори неспіввісні. Величину неспіввісності визначають аналогічно за мікрометром сітки зорової труби.

Похибки, що з'являються при використанні оптичних і лазерних приладів, можна зменшити проведенням таких заходів:

– ретельною перевіркою в роботі конструкцій стапельного оснащення в процесі її проектування;
– ретельним контролем та узгодженням базових площин і розмірів стапелів, що мають відношення до агрегатів трансмісії;
– застосуванням при монтажі макетів головного, проміжного і хвостового редукторів трансмісії.

15.4. КОНТРОЛЬ ПРОГИНАННЯ ХВОСТОВОЇ БАЛКИ ВЕРТОЛЬОТА

При встановленні агрегатів трансмісії на вертольоті хвостову балку навантажують штатними агрегатами, внаслідок чого вона відхиляється вниз.

При контролі прогинання хвостової балки вертольота необхідно дотримуватися таких умов:

– лінія візування зорової труби збігається з геометричною віссю хвостового вала;
– пристосування для зорової труби встановлено на фланці виведення вала головного редуктора;
– цільовий знак установлено на інший різновид головного редуктора опори вала трансмісії;
– пристосування для вимірювання прогинання балки встановлено на останній опорі вала трансмісії.

Контроль прогинання хвостової балки вертольота (рис. 15.9) виконують у такій технологічній послідовності:

1. На фланець головного редуктора встановлюють пристосування 1.
2. На пристосуванні закріплюють зорову трубу 2.
3. Пристосування 3 із цільовим знаком установлюють на другу від головного редуктора опору вала трансмісії.
4. Зорову трубу фокусують на цільовий знак. Цільовий знак установлюють так, щоб центр штриха його пластинки поєднався із центром штриха сітки зорової труби.
5. Проводять контрольну перевірку точності встановлення зорової труби на фланець головного редуктора, для чого зорову трубу повертають навколо своєї осі разом із роликовою муфтою редуктора із кроком 90° до моменту повернення в початкове положення. При цьому необхідно спостерігати в окуляр зорової труби відсутність зміщень штрихів сіток один відносно одного.
6. Цільовий знак знімають із пристосування.
7. Зорову трубу фокусують на пристосування для вимірювання прогинання хвостової балки.

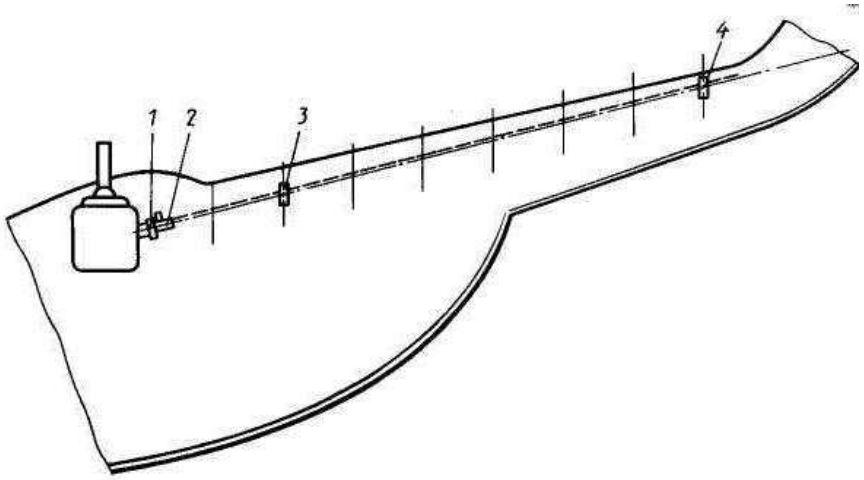


Рис. 15.9. Схема контролю прогинання хвостової балки вертольота:
1 – пристосування для встановлення зорової труби; 2 – зорова труба; 3 – пристосування для встановлення цільового знака; 4 – пристосування для вимірювання прогинання

15.5. ЗБИРАННЯ КОНСТРУКЦІЙ НА БАЗІ ОПОРНИХ ЛАЗЕРНИХ ПРОМЕНІВ

Збирання, як всі знають, є сукупністю операцій, спрямованих на встановлення деталей в монтажне положення і з'єднання їх у вузли, панелі, агрегати та планер літака або вертольота в цілому.

Головні положення, визначальний метод і порядок збирання агрегатів, – схема базування вузлів, монтажні бази, умови постачання підзбирань і схема узгодження, розташування отворів під опорні лазерні промені – мають бути відображені на стадії ТПП.

Для контролю збирання окремих конструкцій та точності встановлення окремих агрегатів лазерні прилади вбудовують у стапелі на ТКП. Узгодження комплекту оснащення рекомендують проводити однією парою ТКП. При розробленні схем безмакетного узгодження стапельного оснащення необхідно дотримуватися принципу єдності будівельних, конструктивних і монтажних баз.

Початковою технічною документацією для проектування ТКП є креслення агрегата (вузла); компонувальна та монтажна схеми розташування вузлів, що підлягають узгодженню, і засобів, що забезпечують узгодження; загальна схема безмакетного узгодження стику, роз'єму або агрегату.

Отримання ділянки малих розмірів лазерного променя на різних відстанях створює можливість контролювати встановлення агрегатів трансмісії за їх співвісністю з головним редуктором (див. рис. 15.9, 15.10).

Опорні лазерні промені ЛЦИС у поєднанні з робочими ПЧЦЗ або ВЦЗ є одночасно базами для монтажу стапеля і збирання агрегатів, секцій, панелей, що забезпечує єдність інструментальних і складальних баз (рис. 15.10).

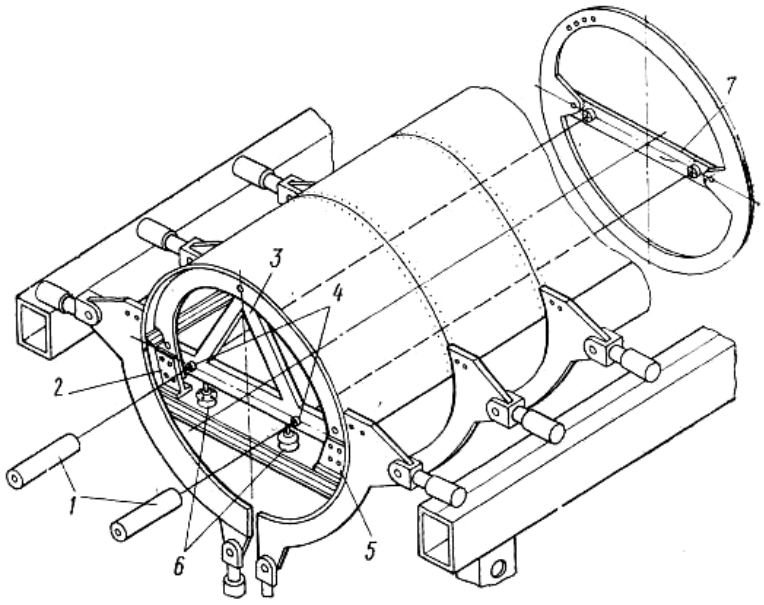


Рис. 15.10. Схема збирання верхньої частини фюзеляжу з нижньою секцією:

1 – випромінювачі ЛЦИС; 2, 5 – вузли кріплення секції; 3 – технологічні тримачі; 4 – ПЧЦЗ (ВЦЗ) робочі; 6 – регулювальні домкрати; 7 – ТКП

При методі створення опорного напряму за допомогою кільцевих діафрагм лазерне випромінювання колімується, а кільцева діафрагма встановлюється на виході коліматора. Корпус випромінювача лазера з коліматором базується на отвір у ТКП за допомогою спеціального пристосування (рис. 15.11). Для кутового налаштування опорного

лазерного променя використовують регулювальні гвинти і опорні фіксатори.

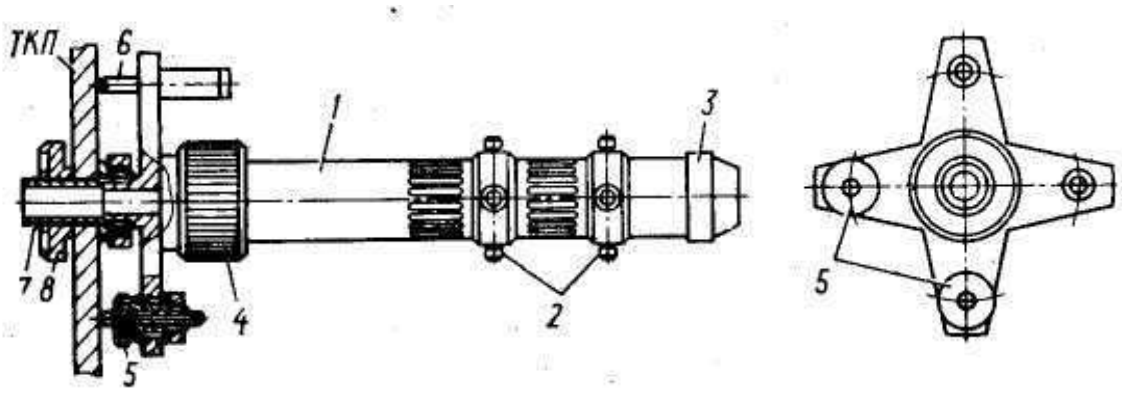


Рис. 15.11. Пристосування для встановлення випромінювача лазера на ТКП:
1 – корпус випромінювача; 2 – гвинти для юстирування; 3 – діафрагма кільця; 4 – цанговий затиск; 5 – гвинт для налаштування кута осі променя; 6 – опорний фіксатор; 7 – втулка встановлюючої бази випромінювача; 8 – притискна гайка

Кільцеві діафрагми дозволяють отримати на цільовому знаку світлову ділянку найменшого діаметра. В процесі юстирування коліматора добиваються рівномірної контрастності кільцевої структури випромінювання. Розташовуючи лазерні випромінювачі на отвори ТКП, створюють систему опорних лазерних променів для узгодження розташування в просторі вузлів стапелів. ТКП виконують одночасно дві важливі функції: узгоджують осі конструктивних елементів пристосувань при монтажі і забезпечують ідентичне відтворення розмірів при перенесенні координат на узгоджене між собою складальне технологічне оснащення.

Метод збирання на базі опорних лазерних променів може бути ефективно застосований як у дослідному, так і в серійному виробництві при збирання найбільш відповідальних конструктивних елементів.

15.6. КОНТРОЛЬ ЗМІЩЕННЯ КІЛЬОВОЇ БАЛКИ

Після проведення робіт на клепальному стапелі та зняття ложементів необхідно перевірити величину зміщення кільової балки в зоні встановлення хвостового редуктора. Вимірювання лінійних і кутових зміщень кільової балки при натурних статичних випробуваннях є аналогічним типовим завданням.

Схема контролю зміщення кільової балки вертольота в зоні встановлення хвостового редуктора показана на рис. 15.12.

Таке розташування засобів вимірювань дозволяє за допомогою геометричної побудови знайти математичну залежність для визначення лінійних і кутових зміщень кільової балки вертольота. Основою для відліку вимірюваного зміщення кільової балки є вісь лазерного променя.

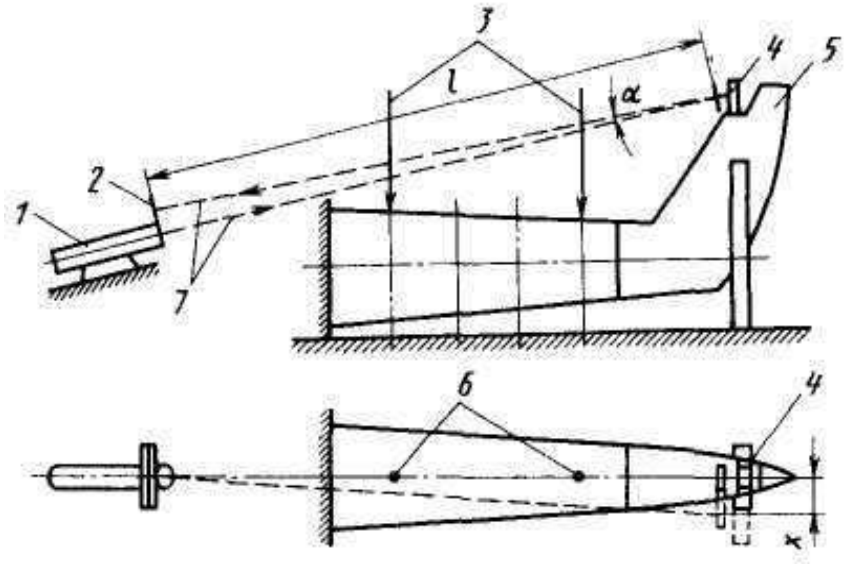


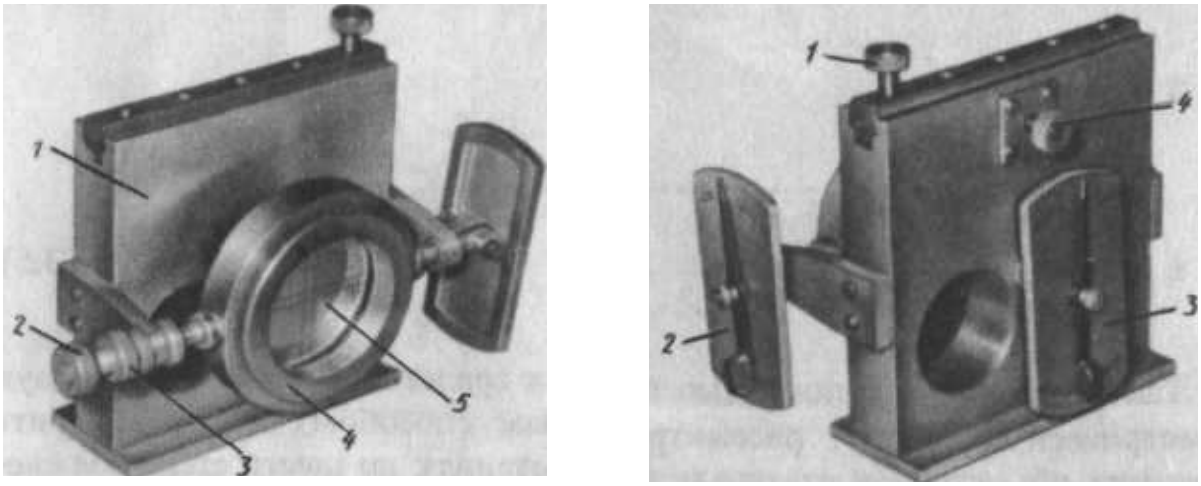
Рис. 15.12. Схема контролю зміщення кільової балки вертольота:
1 – випромінювач лазера; 2 – екран; 3 – високи; 4 – знак цільовий дзеркальний; 5 – балка кільова; 6 – точка репера;
7 – прямий і відбитий лазерний промінь

Контроль зміщення кільової балки в зоні встановлення хвостового редуктора після зняття ложементів виконують у такій послідовності:

1. На точки реперів 6 кільової балки опускають два високи 3.
2. На кінець кільової балки 5 встановлюють і закріплюють дзеркальний цільовий знак 4 так, щоб центр штриха на його дзеркалі розташувався на осьовій лінії хвостової і кільової балок.
3. На корпус випромінювача лазера 1 встановлюють екран 2 так, щоб вертикальна лінія штриха екрана проходила крізь вісь лазерного променя.
4. Корпус випромінювача лазера 1 встановлюють так, щоб пучок лазерного випромінювання знаходився в площині високів 3 та по черзі проектувався в центри штрихів дзеркального цільового знака 4 і екрана 2.
5. Після зняття ложементів, що фіксують кільову балку на стапелі, вимірюють зміщення цільового знака в горизонтальній і вертикальній площинах за шкалами дзеркального цільового знака 4 і екрана 2.

Маючи спеціальний пристрій з дзеркальним цільовим знаком (рис. 15.13), встановлений на об'єкті для контролю зміщення, можна безпосередньо за сіткою дзеркала виміряти лінійні зміщення за координатними осями, а за гравітаційними кутомірами – кутові повороти відносно цих осей.

Даний лазерний метод контролю простіше оптичного, дозволяє вимірювати не тільки лінійні, але і кутові зміщення об'єкта контролю, а візуальне спостереження плями лазерного променя істотно спрощує процес вимірювання і підвищує продуктивність праці операторів.



а б

Рис. 15.13. Пристрій із дзеркальним цільовим знаком
і гравітаційними кутомірами:
а – вигляд з боку дзеркала: 1 – корпус; 2 – гвинт регулювальний;
3 – контргайка; 4 – оправа цільового знака;
5 – дзеркало з лінійною шкалою;
б – вигляд з боку кутомірів: 1 – гвинт стопорний;
2, 3 – кутоміри гравітаційні; 4 – гвинт регулювальний

15.7. ЛАЗЕРНІ МЕТОДИ ЗБИРАННЯ І КОНТРОЛЮ НА БАЗІ КОМП'ЮТЕРНИХ ІНТЕГРОВАНИХ СИСТЕМ

Комп'ютеризація інженерних завдань – один із головних шляхів підвищення конкурентоспроможності продукції будь-якого машинобудівного підприємства незалежно від типу виробництва. Головним моментом сучасного етапу машинобудівного виробництва є перехід від дискретного до електронного опису виробу (ЕОВ). Основою ЕОВ є безпаперове зображення інформаційної моделі виробу, що містить усі дані про виріб.

На підприємствах аерокосмічної галузі як базові засоби комп'ютерних інтегрованих технологій використовують системи високого рівня *Unigraphics, CATIA, CADDS-5, EUCLID* та ін.

До складу даних систем входять програми побудови математичної моделі поверхні створюваного літака або вертольота, розроблення внутрішнього компонування відсіків, агрегатів і планера в цілому, ведення бази даних проекту, забезпечення ТПП, планування і диспетчеризація робіт і багато інших.

Конструювання деталей, заготовок, засобів технологічного оснащення на основі об'ємного моделювання, розроблення креслярської документації, підготовлення керівних програм оброблення і контролю для обладнання з ЧПК – всі ці завдання вирішують із застосуванням цілої низки комп'ютерних інтегрованих *CAD/CAM-систем.*

У результаті створення в просторі опорної координатної системи з видимих лазерних променів по-новому вирішується завдання базування деталей літаків і вертольотів при збиранні. Поява малогабаритних лазерних світлодіодів ще більш підвищує переваги лазерних.

Виникли нові автономні лазерні прилади – трекери, які задають положення опорних лазерних променів у сферичній системі координат і одночасно виконують функцію лазерного далекоміра (рис. 15.14, а).

Одна з переваг даного способу полягає в тому, що в процесі збирання проводять безперервний активний контроль розташування деталей, що збираються (рис. 15.14, б).

Безконтактний характер контролю, високий рівень дискретності лазерних точок дозволяє проводити як вимірювання геометричних параметрів об'єкта, так і порівняння вимірюваного об'єкта з CAD-моделлю, розраховуючи величини відхилень у кожній виміряній точці (рис. 15.14, в).



а б в

Рис. 15.14. Приклади використання лазерних трекерів при збиранні та контролі авіаційних конструкцій

Для контролю виготовлення виробів і технологічного оснащення зазвичай застосовують стаціонарні координатно-вимірювальні машини (КВМ). При вимірюванні великогабаритних деталей, а також за необхідності провести контроль геометричних параметрів агрегатів, відсіків безпосередньо на стапелі застосування таких машин неможливе. Для даних цілей ефективним є використання мобільних КВМ, які виконані у вигляді маніпулятора шарнірно-важельного компонування (рис. 15.15, а).

Маніпулятор закріплюють у зручному для роботи місці за допомогою магнітної основи, після чого оператор власноруч підводить наконечник вимірювального щупа до контакту з поверхнею. За допомогою датчиків, розташованих у місцях з’єднання ланок маніпулятора, комп'ютерна система отримує інформацію про просторові координати наконечника щупа. За знятими таким чином координатами точок вимірюваної поверхні за допомогою комп'ютера або ноутбука розраховують відхилення від

номінального розміру (при порівнянні з комп'ютерною моделлю) або дійсні геометричні параметри виробу.

Одним із провідних світових виробників портативних КВМ є американська компанія CIMCORE, що випускає три серії маніпуляторів.

Моделі Stinger і INFINITE призначені для роботи в режимі контактних вимірювань, а модель INFINITE SC розроблена для використання спільно з лазерною скануючою системою Perceptron ScanWorks. Система призначена для швидкого контролю розмірів виробів (швидкість вимірювань – до 30 тисяч точок у секунду), а також для тривимірного сканування об'єктів (рис. 15.15, б).



а б

Рис. 15.15. Мобільна КВМ компонування шарнірного важеля

Мобільні КВМ серії INFINITE забезпечують абсолютну похибку вимірювань у всьому об'ємі робочої зони від 15 мкм. Дистанція вимірювання зі стаціонарної позиції становить для різних моделей від 1,2 до 3,6 м. Для збільшення зони вимірювань призначені спеціальні системи позиціонування LeapFrog, SpaceLok і GridLok.

Всі моделі маніпуляторів працюють із програмним забезпеченням компанії Delcam – системою POWERLNSPECT, розробленою спеціально для використання з КВМ різного типу. При роботі з лазерною скануючою головкою Perceptron використовують модуль POWERLNSPECT Point Cloud, що дозволяє працювати з великим масивом точок.

Система підтримує контроль поверхонь виробів по перерізах, забезпечує вимірювання стандартних геометричних елементів, відхилень форми і взаємного розташування поверхонь, а також дозволяє експортувати точки, каркасні моделі і поверхні, готувати звіти про вимірювання.

Бібліографічний список

1. Вагнер, Е. Т. Лазерные и оптические методы контроля в самолетостроении / Е. Т. Вагнер, А. А. Митрофанов, В. Н. Барков. – М.: Машиностроение, 1977. – 176 с.
2. Кривов, Г. А. Технология самолетостроительного производства / Г. А. Кривов. – К.: КВІЦ, 1997. – 460 с.
3. Митрофанов, А. А. Контроль сборки летательных аппаратов: Оптические и лазерные методы / А. А. Митрофанов. – М.: Машиностроение, 1989. – 208 с.

Розділ 16. РОЗРОБЛЕННЯ ПОРАДНИКА З ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСМІСІЇ (НА ПРИКЛАДІ ВЕРТОЛЬОТА Мі-26)

Важливим етапом проектування авіаційної техніки є розроблення технічної документації, що дозволяє здійснити її надійну експлуатацію в заданих умовах. Відповідно до вимог АП-29 має бути розроблена *Інструкція щодо збереження льотної придатності*, в яку як розділ слід запровадити *Порадник з технічної експлуатації.*

Необхідно, щоб Порадник з технічної експлуатації гвинтокрилого апарата мав таке[1]:

- первинну інформацію з поясненнями особливостей конструкції гвинтокрилого апарата;
- опис конструкцій гвинтокрилого апарата, його систем і пристроїв;
- головну провідну і довідкову інформацію, що надає опис керування та роботи елементів і систем гвинтокрилого апарата;
- інформацію про обслуговування гвинтокрилого апарата;
- інформацію про пошук місць відмов і пошкоджень з описом можливих відмов і пошкоджень, способів їх виявлення і дій щодо їх усунення;
- інформацію про порядок і методи зняття і заміни виробів або їх складових частин зі всіма необхідними заходами обережності;
- схеми розміщення люків і панелей доступу при технічному обслуговуванні та ремонті й інформацію, необхідну для забезпечення доступу для перевірки і огляду у разі відсутності оглядових панелей;
- інформацію, необхідну для виконання завершальних робіт і захисного оброблення конструкції після перевірок і оглядів;
- всі дані, що відносяться до елементів кріплення і вузлів конструкції, такі, як їх маркування, рекомендації щодо вибраковування та допустимих значень моменту затягування;
- перелік необхідного спеціального інструменту.

Розглянемо *Порадник з технічної експлуатації* вертольота Мі-26 (рис. 16.1).

Це вертоліт одногвинтової схеми з рульовим гвинтом, двома ГТД і трьохопорним шасі. Конструкція виконана з алюмінієво-літієвих сплавів із широким застосуванням сталей, титанових сплавів і композиційних матеріалів.

Несучий гвинт восьмилопатевий із шарнірним кріпленням лопатей і гідравлічними демпферами. Лопаті прямокутної форми в плані мають хорду 0,835 м і вдосконалені аеродинамічні профілі ЦАГИ D2 і П65 з відносною товщиною 12 % біля комля і 9 % на кінці лопаті та помірне скручення. Лопаті мають змішану конструкцію із трубчастим сталевим лонжероном, фанерованим КМ, до якого приєднують 26 секцій з нервюрами, обшивкою зі склопластика і стільниковим заповнювачем. Носок лопаті захищений протиерозійною накладкою із титанового сплаву з електричною протиобліднювальною системою.



Рис. 16.1. Вертоліт Мі-26

Рульовий гвинт п'ятилопатевий діаметром 7,67 м з лопатями прямокутної форми в плані зі склопластика.

Силова установка складається з двох турбовальних ГТД Д-136, установлених зверху фюзеляжу в ізольованих відсіках із титановою протипожежною перегородкою. Повітрозабирачі двигунів забезпечені пилозахисними пристроями і електричними системами протизаморожувачів. Довжина двигуна – 3,75 м, ширина – 1,4 м, висота – 1,13 м, суха маса – 1050 кг, надзвичайна потужність – 8 390 кВт/11 400 к.с, злітна потужність – 7 360 кВт/10 000 к.с., максимальна тривала – 6 256 кВт/ 8 500 к.с., питома витрата палива – 0,206 кг/к.с./год.

Трансмісія складається з головного редуктора ВР-26 із двома муфтами вільного ходу і гальмом несучого гвинта, валів приводу рульового гвинта, проміжного редуктора і редуктора рульового гвинта. Головний редуктор ВР-26 має приводи вентилятора охолоджування редуктора і мастилосистем, установленого зверху двигунів, і вертолітних агрегатів. Редуктор має довжину 2,5 м, ширину 1,95 м і висоту 3,02 м, суха маса – 3640 кг.

Вертоліт виготовляють серійно з 1980 року, і він має більше десяти модифікацій для цивільного і військового застосування.

Головні характеристики вертольота Мі-26

Розміри, м:
- діаметр несучого гвинта 32
- довжина вертольота із гвинтами, що обертаються 40,03
- ширина вертольота (за зовнішніми колесами шасі) 8,15
- ометаєма площа, $м^2$ 810

Двигуни: 2 ГТД Д-136
- злітна потужність, кВт / к. с. ..... 2х7355 / 2х10000

Маси і навантаження, кг:
- злітна максимальна.....56 000
- нормальна.....49 600
- порожнього вертольота.....28200
- максимальна внутрішньофюзеляжна комерційне навантаження.....20 000
- на зовнішній підвісці 14 900
- запас палива у внутрішніх баках, л 12 000

Льотні дані:
- максимальна швидкість, км/год 295
- крейсерська швидкість, км/год..... 255
- статична стеля без урахування впливу землі, м.....1800
- динамічна стеля, м 4600
- практична дальність польоту, км. 595
- дальність польоту з додатковими паливними баками, км.....2000

Порадник з технічної експлуатації складається з семи книг такого змісту:

Книга І. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ВЕРТОЛІТ

6.00.00	Розміри і площі
7.00.00	Встановлення на підйомники
8.00.00	Нівелювання і зважування
9.00.00	Буксирування і рулювання
10.00.00	Стоянка і швартування
11.00.00	Написи і трафарети
12.00.00	Обслуговування
20.00.00	Стандартизовані технологічні процеси

Книга ІІ. ПЛАНЕР (ІЗ ДВОХ ЧАСТИН)

Частина 1

52.00.00	Двері, люки, стулки
53.00.00	Фюзеляж
55.00.00	Стабілізатор
56.00.00	Ліхтар, вікна

Частина 2

65.00.00 Несучий і рульовий гвинти

Книга ІІІ. ВЕРТОЛІТНІ СИСТЕМИ (ІЗ ЧОТИРЬОХ ЧАСТИН)

Частина 1

21.00.00	Система кондиціонування повітря
25.00.00	Побутове обслуговування.
26.00.00	Протипожежне обслуговування

Частина 2

28.00.00	Паливна система
29.00.00	Гідравлічна система

Частина 3

30.00.00	Система протизаморожувача
32.00.00	Шасі

Частина 4

36.00.00	Пневматична система
148.00.00	Система охолоджування різних пристроїв (виробів)
155.00.00	Роздача дизельного палива споживачам

Книга ІV. СИЛОВА УСТАНОВКА (ІЗ ТРЬОХ ЧАСТИН)

Частина 1

49.00.00	Бортова допоміжна силова установка
71.00.00	Силова установка

Частина 2

72.00.00	Двигун
73.00.00	Паливна система двигуна

75.00.00 Система відбору повітря
76.00.00 Система регулювання двигуна
77.00.00 Прилади контролю двигуна
79.00.00 Мастильна система
80.00.00 Система запуску

Частина 3

84.00.00 Трансмісія

Книга V. РАДІОЕЛЕКТРОННЕ УСТАТКУВАННЯ

23.00.00 Радіоапаратура зв'язку
110.00.00 Радіоапаратура вертольотопілотування
113.00.00 Радіоапаратура пізнання, сповіщення і активної відповіді
132.51.00 Бортова телевізійна апаратура БТУ-ГБ
133.30.00 Технологічні карти щодо підготовчих, оглядальних і завершальних робіт радіоелектронного устаткування при підготовці вертольота до польотів і виконання регламентних робіт. Перелік КПА.

Книга VI. ЗАСОБИ ЗАХИСТУ І ТРАНСПОРТНЕ УСТАТКУВАННЯ

121.40.00 Шкворневі установки
127.00.00 Засоби створення пасивних перешкод
129.00.00 Піротехнічні засоби і пристрої
130.00.00 Авіаційні засоби радіаційної розвідки
131.00.00 Санітарне устаткування
132.00.00 Десантно-транспортне устаткування

Книга VII. АВІАЦІЙНЕ УСТАТКУВАННЯ (У ДВОХ ЧАСТИНАХ)

Частина 1

24.00.00 Система електропостачання
33.00.00 Світлотехнічне устаткування

Частина 2

31.00.00 Приладове устаткування
34.00.00 Пілотажно-навігаційне устаткування
35.00.00 Кисневе устаткування
110.24.07 Радіомагнітний індикатор РМИ-2
141.00.00 Комплекси функціонально зв'язаного устаткування і пілотування
142.00.00 Бортові засоби контролю і реєстрації польотних даних

Частина 3 книги IV – 84.00.00 – Трансмісія містить відомості, необхідні для проведення робіт щодо технічного обслуговування і наземної експлуатації трансмісії вертольота і її агрегатів, містить інформацію щодо

опису і роботи, а також указівки з усунення несправностей і експлуатації трансмісії вертольота.

Трансмісія вертольота призначена для зміни числа обертів і передачі крутильного моменту від двох газотурбінних двигунів до несучого і рульового гвинтів, вентилятора і допоміжних агрегатів, установлених на головному редукторі. Трансмісія (рис. 16.2) складається:

- з головного редуктора;
- гальма несучого гвинта;
- вала приводу вентилятора;
- горизонтальної частини хвостового вала;
- проміжного редуктора;
- нахиленої частини хвостового вала;
- хвостового редуктора.

Головний редуктор розташований зверху центральної частини фюзеляжу і кріпиться за допомогою рами редуктора до посилених шпангоутів № 13 і 17 фюзеляжу. Гальмо несучого гвинта розташоване в задній частині картера головного редуктора і кріпиться до нього на шпильках.

Горизонтальна частина хвостового вала трансмісії розташована зверху центральної частини фюзеляжу і хвостової балки. Вал кріплять на шпангоутах № 21а, 25, 30, 35, 40 центральної частини фюзеляжу і шпангоуті № 5 хвостової балки. Проміжний редуктор кріплять на нервюрі № 2 кільової балки.

Похила частина хвостового вала розташована у верхній частині кіля і кріпиться до проміжного і хвостового редукторів, а також до опори нервюри № 8.

Хвостовий редуктор кріплять у верхній частині кільової балки на посиленій нервюрі № 14.

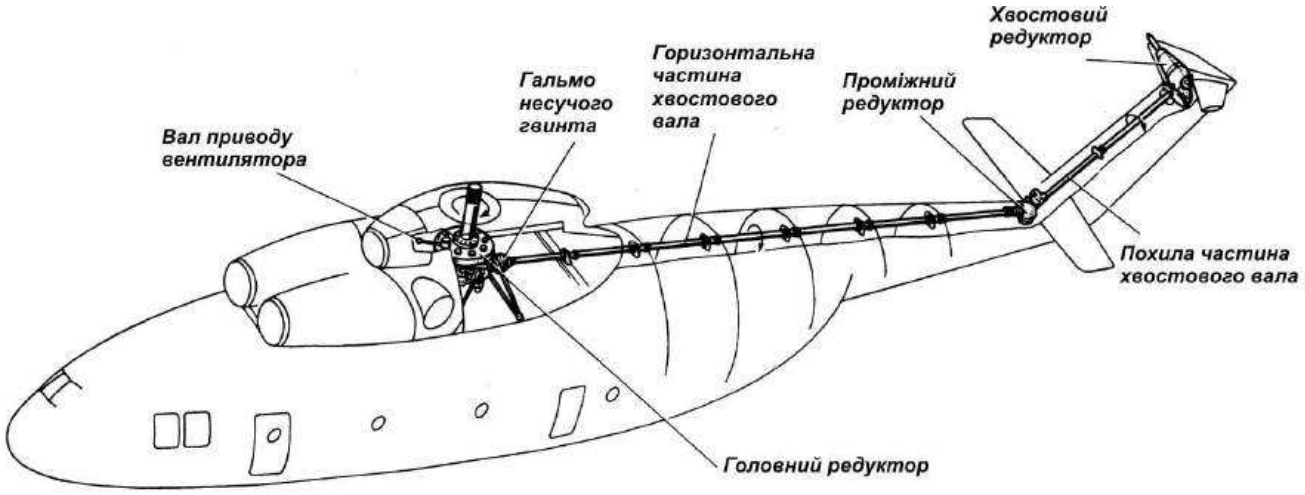


Рис. 16.2. Загальний вигляд і схема трансмісії вертольота

16.1. ГОЛОВНИЙ РЕДУКТОР

Головний редуктор (рис. 16.3) призначений для підсумовування потужності двох газотурбінних двигунів, передачі її на вали несучого і рульового гвинтів при відповідних швидкостях обертання і забезпечує привід допоміжних агрегатів, розташованих на редукторі.

Для забезпечення польоту вертольота при одному непрацюючому двигуні, а також на режимі самообертання несучого гвинта редуктор має дві муфти вільного ходу, які автоматично відключають від вертолітної трансмісії один або два двигуни. Редуктор має незалежну від двигунів мастильну систему, в якій ємність для мастила є мастиловідстійником редуктора.

Головний редуктор розташований над центральною частиною фюзеляжу і кріпиться за допомогою підредукторної рами до силових фітингів на шпангоутах № 13 і 17 фюзеляжу.

Головний редуктор є окремим агрегатом, що складається з корпусів із механізмами і мастильної системи.

Головний редуктор складається з муфт вільного ходу, передніх і задніх конічних редукторів, приводу хвостового вала з коробками приводів, верхнього редуктора, приводу вентилятора, мастиловідстійника, мастилоагрегату та захисного кожуха.

Механізми головного редуктора виконані у вигляді самостійних агрегатів, що з'єднуються між собою фланцями і ресорами.

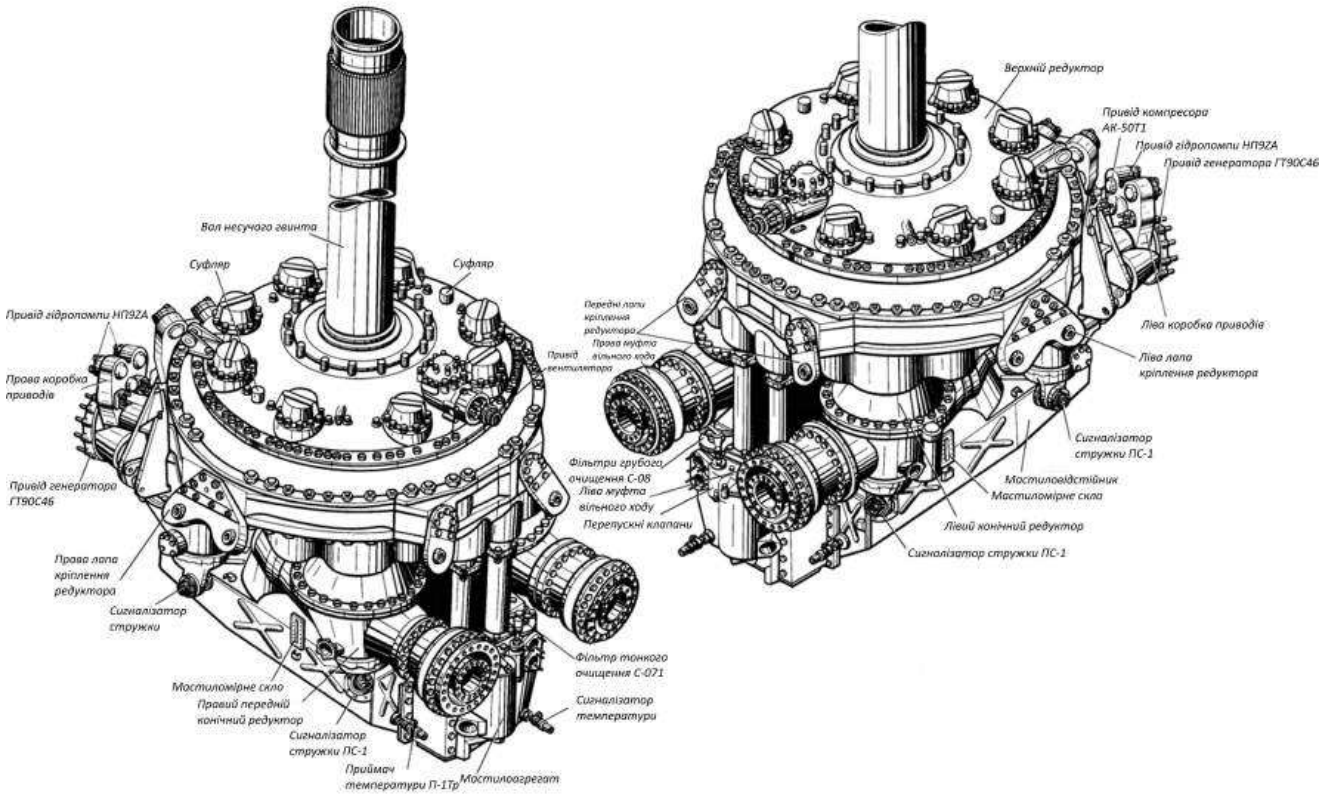


Рис. 16.3. Загальний вигляд головного редуктора

Головні технічні дані

Умовне позначення редуктора ВР-26

Тип редуктора .....шестірний триступінчатий

перший ступінь ..... конічна спіральна

другий ступінь .....циліндрична прямозуба

третій ступінь .....циліндрична косозуба

Номінальна кількість обертів, об/хв:

вхідних валів 8300

вала несучого гвинта..... 132,7

Передавальне відношення:

до вала несучого гвинта..... 1/62,53=0,016

до приводу хвостового вала ..... 1/3,1=0,323

до приводу вентилятора ..... 1/2,916=0,343

Мастилосистема головного редуктора:

мастилопомпа..... шестірний з двома нагнітаючими і двома ступенями, що відкачують

Тиск мастила за нагнітаючими ступенями:

на робочих режимах..... $4,0 \pm 0,5$ кг/см^2

короткочасно на робочих режимах ..... 2,5 кг/см^2

на режимі малого газу, не менше ..... 2 кг/см^2

на режимі прогрівання редуктора при температурі мастила від мінус 15 °С до рекомендованих температур допускається тиск мастила ..... до 6 кг/см^2

Температура мастила на вході в редуктор

максимальна, не більше ..... 90 °С

мінімальна у польоті ..... 10 °С

рекомендована..... 30 ... 70 °С

мінімальна, при запуску двигуна без підігрівання..... мінус 40 °С

мінімальна для виходу на підвищені режими при випробуванні двигунів ..... мінус 15 °С

Габаритні розміри редуктора:

висота ..... 2995 мм

довжина..... 2505 мм

ширина ..... 2000 мм

Маса редуктора (сухого) ..... 3575 кг $\pm$ 2 %

Крутильний момент від двох двигунів подається на вхід редуктора через дві пластинчасті муфти, компенсуючі неточність встановлення і взаємне переміщення під час роботи двигуна і редуктора. Для забезпечення польоту вертольота при одному працюючому двигуні, а також на режимі самообертання несучого гвинта застосовані муфти 1 (рис. 16.4) вільного ходу, що автоматично відключають один або два непрацюючі двигуни від трансмісії. Крутильний момент від кожного двигуна, який проходить крізь муфту вільного ходу, передається на два конічні редуктори (передній і задній).

У конічних редукторах знижуються оберти (підвищується крутильний момент) і вісь обертання з горизонтального напряму переходить у вертикальний.

З ведених шестерень 3 конічних редукторів крутильний момент передається на чотири входи верхнього редуктора, в якому відбувається остаточне пониження обертів (збільшення крутильного моменту). Крутильний момент від чотирьох вхідних шестерень 6 передається на вісім шестерень 7, встановлених на одному валу із шестернями 5 і 9, які передають крутильний момент на шестірні 12, 23 вали ротора. Від шестірні 11 крутильний момент передається на шестірню 10 вала приводу вентилятора. З нижньої шестірні 23 вала ротора крутильний момент передається на шестірні 4, які передають момент на мастилопомпи. Крутильний момент від двигуна крізь муфту вільного ходу шліцьовими валами передається на шестірню 19, яка передає його шестірні 20 приводу хвостового вала і коробці приводів. Із шестірні 20 з одного боку момент передається шестірні 21, а інший – шестірні 18. Шестірня 21 передає момент шестірні 22 приводу хвостового вала. Шестірня 18 крізь шестірні 17 і 16 передає момент на шестірню 15 приводу коробки приводів. Шестірня 15 передає момент на шестірні 14, які передають момент на шестірні 13.

Муфта вільного ходу

Муфта вільного ходу (рис. 16.5) є механізмом, що забезпечує передачу крутильного моменту від двигуна до редуктора і що перешкоджає передачі моменту від редуктора до двигуна. Муфта вільного ходу роликова, тобто головним працюючим елементом є ролики, які при обертанні зірочки в робочому напрямі заклинюються між обоймою і клиновими зубами зірочки.

При більшій швидкості обертання обойми, ніж швидкість зірочки, ролики виходять із заклиненого стану, і відбувається вільне обертання відносно вала. Обойма з одного боку з'єднана із фланцем болтами, з іншого – опорами.

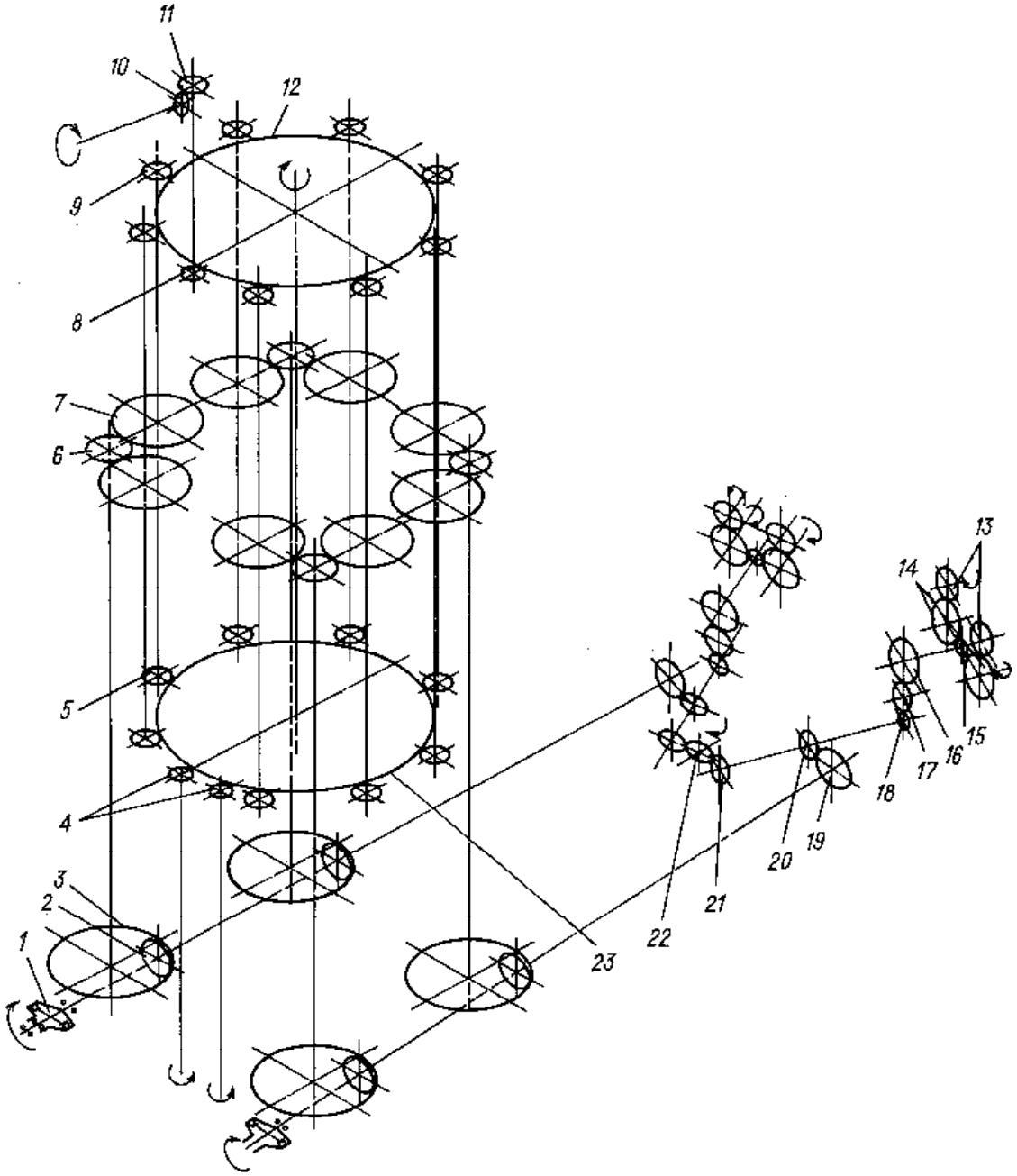


Рис. 16.4. Кінематична схема:

1 – муфта вільного ходу;
2 – ведуча конічна шестірня;
3 – ведена конічна шестірня;
4 – 21 – шестірня;
22 – шестірня приводу хвостового вала;
23 – шестірня

Конічні редуктори

Конічні редуктори (рис. 16.6) слугують для передачі крутильного моменту, що приходить від двигуна через муфти вільного ходу на привід хвостового вала і верхній редуктор. Окрім цього, в конічних редукторах знижуються оберти (підвищується крутильний момент) і вісь обертання змінює напрям – з горизонтального напряму переходить у вертикальний.

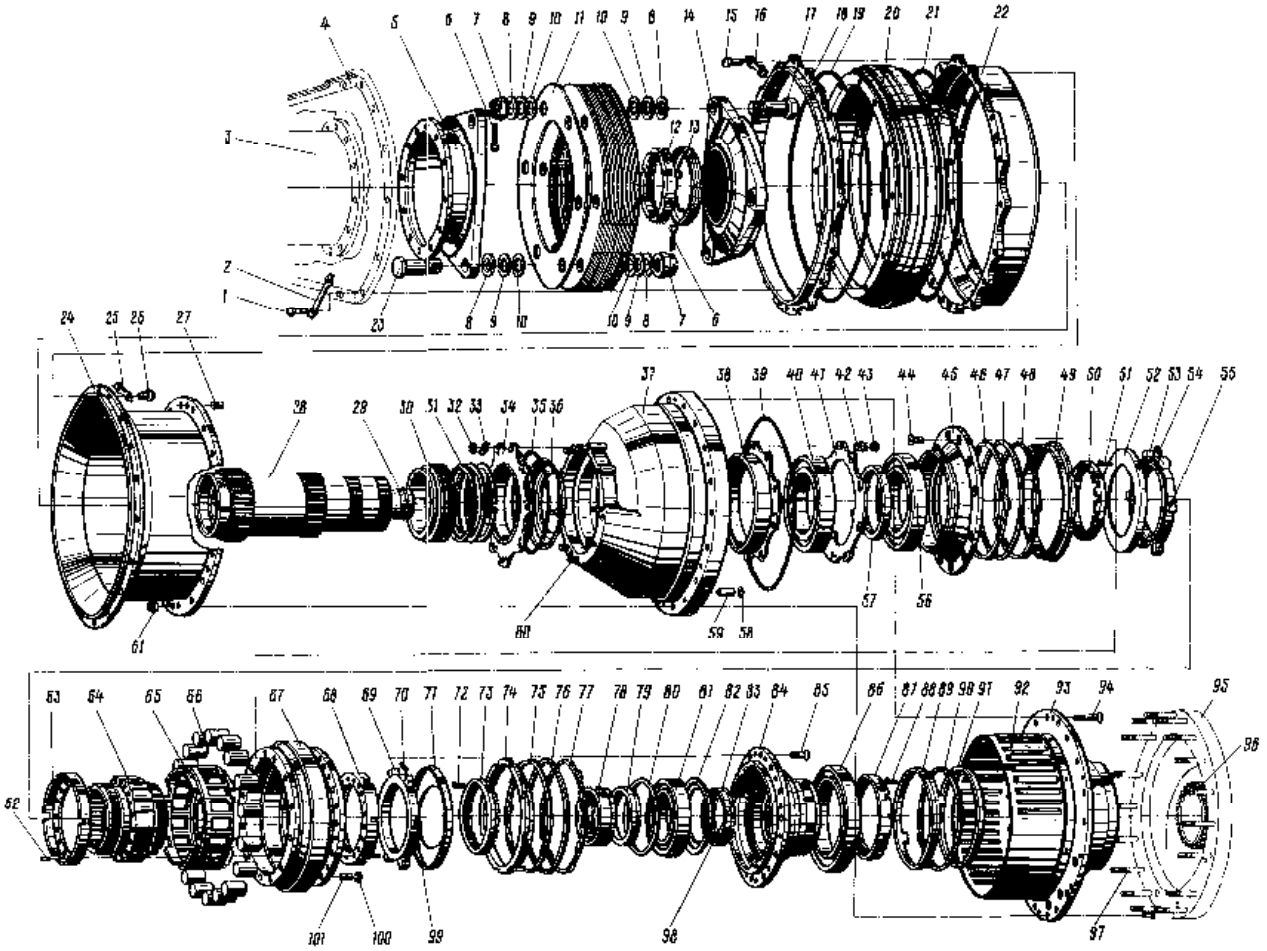


Рис. 16.5. Муфта вільного ходу

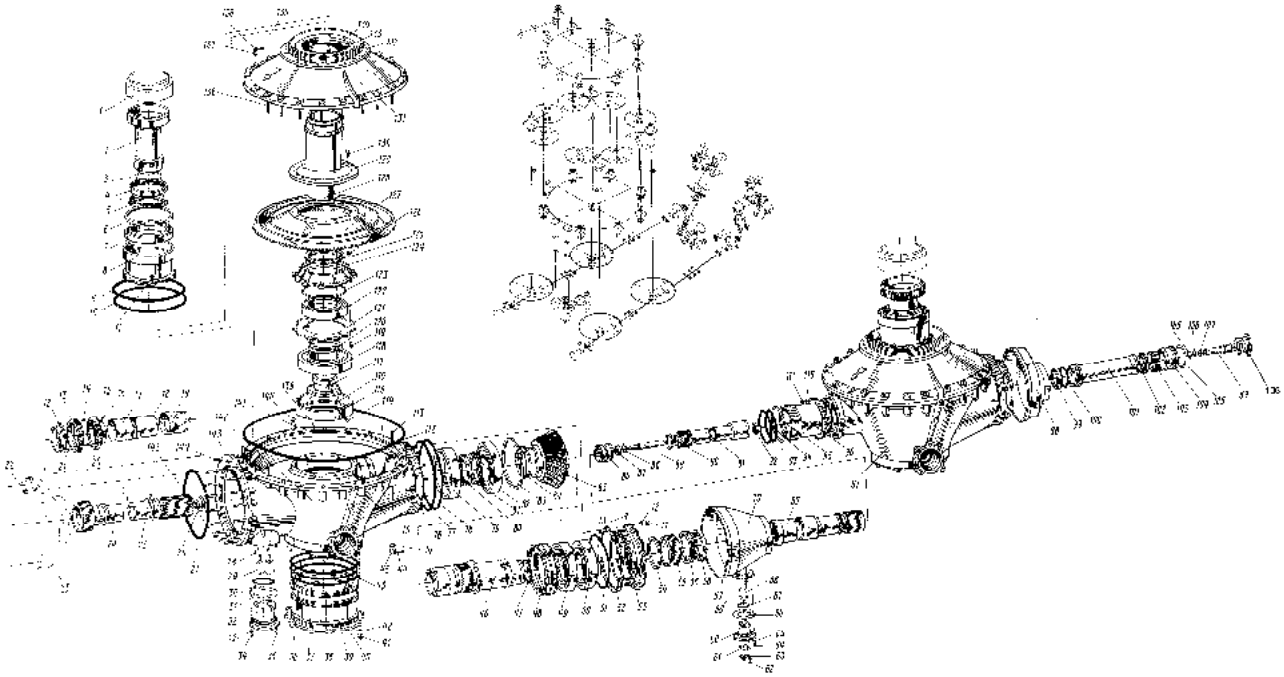


Рис. 16.6. Конічний редуктор

Заливна горловина

Заливна горловина (рис. 16.7) – литий патрубок, виготовлений з магнієвого сплаву МЛ5. У верхній частині горловина має приплив 17 з отвором для кріплення ланцюжка 18, що утримує гумову кришку 1 у знятому положенні. У нижній частині заливна горловина має фланець 12 для кріплення до корпусу заднього лівого конічного редуктора. Заливну горловину кріплять за допомогою шайб 14, гайок 15 на шпильках 16 лівого заднього конічного редуктора.

Між заливною горловиною і корпусом конічного редуктора встановлено прокладку 13, що виготовлена з гуми ИРП 1287. У верхній внутрішній частині заливна горловина має посадочні місця під кришку 19 і мастилофільтр. Мастилофільтр складається зі вставки 6, каркаса 9, сіток 7, 10, невелике дно 8. Вставка 6 з'єднана з каркасом 9 і невеликим дном 8. Каркас і невелике дно обтягнуті сітками 7, 10, виготовленими з латунної сітки № 0,8. Для запобігання попаданню бруду, вологи та інших сторонніх часток заливна горловина у верхній частині має посадковий пасок для кришки 1, виготовленої з гуми Н0-68-1. Кришка 1 має пасок для кріплення ланцюжка 18.

Привід хвостового вала

Привід хвостового вала (рис. 16.8) служить для передачі крутильного моменту від двох двигунів незалежними потоками за допомогою двох ресор 12, 199 на привід хвостового вала 13. Приводи від двох двигунів розташовуються симетрично подовжній осі редуктора і ідентичні за конструкцією.

Для ознайомлення із глибиною і повнотою опису конструкції агрегату в Пораднику розглянемо повний опис конструкції приводу хвостового вала.

Ресора 199 з'єднується шліцами з ведучою шестірнею 205. Ведуча шестірня 205 виготовлена зі сталі 12Х2Н4А-Ш і встановлена в корпусі 112 коробки приводів. Корпус 112 виготовлений з магнієвого сплаву МЛ5. У корпус запресовані стакани, виготовлені зі сталі ЗОХГСА, які є опорами для підшипників шестерень і валів. Ресора 199, виготовлена зі сталі 40ХН2МА-Ш, ззовні, з двох боків, має шліци, а всередині – завальцовану заглушку 196. В осьовому напрямі ресора 199 зафіксована пружиною 195, поміщеною в корпус 194, і стопорним кільцем 193.

Ведучу шестірню 205 за допомогою внутрішніх шліців з'єднано з ресорою 199. На посадочні місця шестірні з одного боку напресовано роликопідшипник 202, який зафіксований в сталевому стакані 203 стопорним кільцем 204. Роликопідшипник 202 через стопорне кільце 201 затискається гайкою 200. Гайку 200 закручують тарувальним ключем з моментом 60...80 кг·м і законтрюють стопорним кільцем методом зминання кільця в пази гайки. На інший кінець шестірні 205 встановлюють: упорне кільце 206, стакан 209, кульковий підшипник 211, регулювальне кільце 210, простановочне кільце 212, форсунка 213, роликовий підшипник 214, стакан 215.

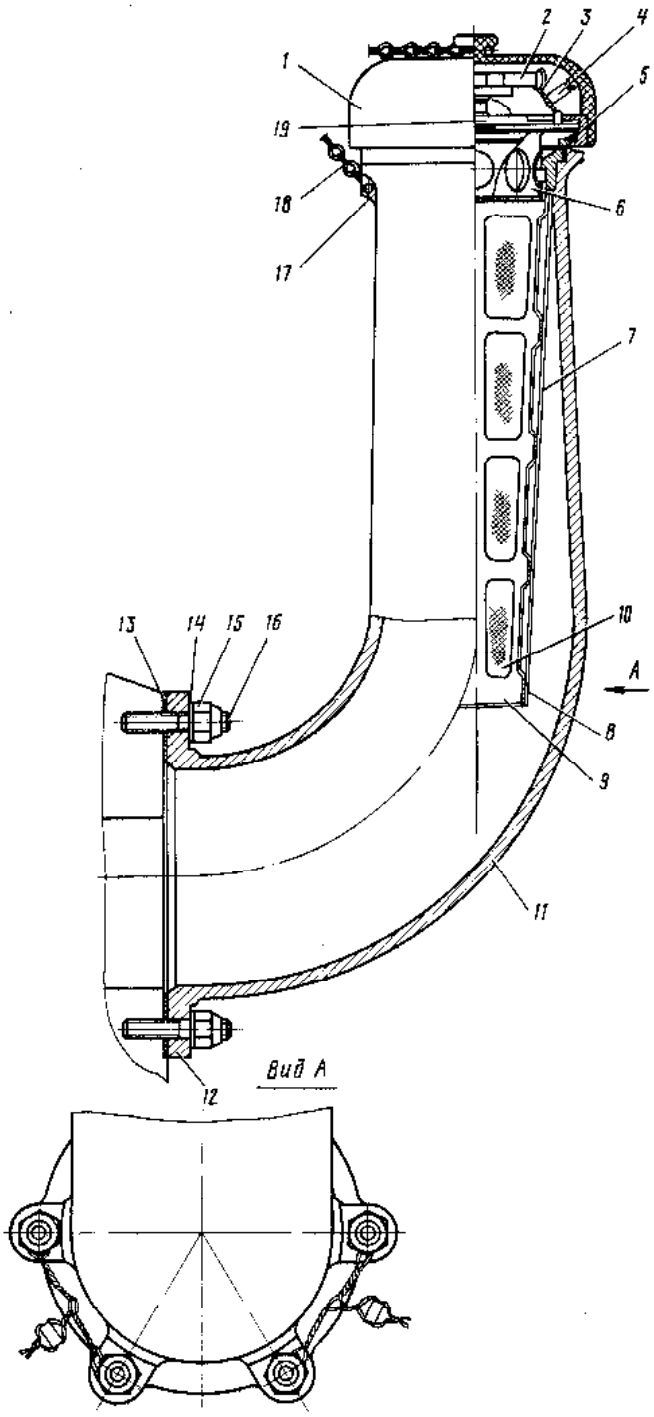


Рис. 16.7. Заливна горловина:

1 – гумова кришка; 2 – рукоятка кришки; 3 – копірувальний дріт;
4 – пломба; 5 – прокладка; 6 – вставка мастилофільтра;
7 – сітка мастилофільтра; 8 – денце мастилофільтра;
9 – каркас мастилофільтра; 10 – сітка мастилофільтра;
11 – заливна горловина; 12 – фланець; 13 – прокладка; 14 – шайба;
15 – гайка; 16 – шпилька; 17 – приливок; 18 – ланцюжок;
19 – кришка заливної горловини

Указаний вище пакет через стопорне кільце 217 затискають гайкою 218. Гайку 218 закручують тарувальним ключем з моментом

50...60 кг·м і контрять стопорним кільцем методом зминання кільця в пази гайки. Між стаканом 215 і кришкою 219 встановлено регулювальне кільце 216.

Стакани 209, 215, регулювальні кільця 210, 216 і форсунку 213 кріплять до кришки 219 на восьми шпильках гайками 207, закрученими тарувальним ключем із моментом 0,9...1,1 кг·м і пластинчастими шайбами, що законтрили, 208. Кришка 219 виготовлена з магнієвого сплаву МЛ5, ззовні має три проточки для гумових кілець ущільнювачів 220-222, а всередині має 12 отворів для кріплення. Кришку 219 кріплять до корпусу 112 коробки приводів гайками 224, закрученими тарувальним ключем з моментом 0,9...1,1 кг·м і пластинчастими шайбами, що законтрили, 223.

У корпус 112 встановлюють відому шестірню 98, виготовлену зі спеціальної сталі 12Х2Н4А-Ш і таку, що має з обох кінців посадкові місця для підшипників і шестірні. Усередині шестірні 98 є шліци. Шестірня 98 входить у зачеплення із шестірнею 205. Пляма контакту шестерень 98 і 205 регулюється підбором регулювальних кілець 216, 89. На посадкове місце шестірні 98 встановлюють за допомогою шпонки 99 шестірню 187 приводу агрегатів, роликовий підшипник 183, затиснутий стопорним кільцем 181 гайкою 180. Гайку 180 закручують тарувальним ключем з моментом 60...80 кг·м і контрять стопорним кільцем методом заминання кільця в пази гайки. Втулка 178 заходить всередину шестірні 98, що є приводом генератора 170, та фіксується стопорним кільцем 101.

Сталевий стакан 182 запресований в корпус коробки приводів і є опорою роликового підшипника 183, який фіксується в стакані стопорним кільцем 184.

На інший кінець шестірні 98 установлюють упорне кільце 97, стакан 96, кульковий підшипник 95, проставочне кільце 92, регулювальні кільця 94, 89, форсунку 93, роликовий підшипник 91, стакан 90. Указаний пакет через стопорне кільце 88 затягнутий гайкою 87, закрученою тарувальним ключем з моментом 50...60 кг·м, і законтрений стопорним кільцем 88 методом заминання кільця в пази гайки 87. Пакет кріплять у переходнику 83 на восьми шпильках, затягнутих гайками 197.

Гайки 197 закручують тарувальним ключем із моментом 0,9...1,1 кг·м і законтрили пластинчастими шайбами 198. Перехідник 83 виготовлений з магнієвого сплаву МЛ5. На зовнішній поверхні є три проточування під гумові кільця ущільнювачів 84, 82, 81, всередині є отвори для кріплення в корпусі 7.

Ведуча шестірня 67 виготовлена зі сталі 12Х2Н4А-Ш і має з двох кінців посадкові місця, виточки і різьблення, а всередині – шліци. На шестірню 67 встановлюють упорне кільце 66, стакан 63, кульковий підшипник 62, регулювальне кільце 61, простановочне кільце 60, форсунку 59, роликовий підшипник 58, стакан 57, регулювальне кільце 56.

Пакет затискають через стопорне кільце 55 гайкою 54, закручують тарувальним ключем з моментом 50...60 кг·м і законтреною стопорним кільцем 55 методом заминання кільця в пази гайки.

На іншому кінці шестірні 67 встановлюють роликовий підшипник 70, який через стопорне кільце 71 затискають гайкою 72, закрученою тарувальним ключем з моментом 60...80 кг·м і законтреною стопорним кільцем методом заминання кільця в пази гайки. Зовнішня обойма роликового підшипника 70 спирається на сталевий стакан 73, запресований в корпусі 7. Підшипник у стакані зафіксований стопорним кільцем 69.

Деталі, розташовані між стаканами 57 і 63, встановлюють разом із стаканами і шестірнею на перехіднику 83 на восьми шпильках і закручують гайками 65 тарувальним ключем з моментом 0,9...1,1 кг·м. Гайки контрять пластинчастими шайбами 64.

Ведену шестірню 98 і ведучу шестірню 67 з'єднує ресора 80 шліцьовим з'єднанням з двох кінців. Ресора 80 в шестірні 98 зафіксована стопорним кільцем 100, а в шестірні 67 – стопорним кільцем 68. Ресора виготовлена зі сталі 40ХН2МА-Ш.

Ведена шестірня 21 входить у зачеплення із ведучою шестірнею 67. Шестірня 21 виготовлена зі спеціальної сталі 12Х2Н4А-Ш і кріпиться до вала 18 на вісімнадцяти болтах 19 і гайках 22, закручених тарувальним ключем із моментом 8...10 кг·м і законтрена методом заминання болта в гайку. Вал 18 виготовлений зі сталі І2Х2Н4А-Ш і має різьблення, шліци, посадкові місця під підшипники і всередині розвальцьовану заглушку 20.

На один кінець вала 18 установлюють простановочне кільце 231, роликовий підшипник 230, стопорне кільце 229. Перераховані деталі затискають гайкою 228, яка закручена тарувальним ключем із моментом 80...100 кг·м та законтрена стопорним кільцем методом заминання кільця в пази гайки. Пакет закривають гайкою 226, яка закручена у стакан 232. Стакан 232 кріплять до корпусу 7 за допомогою регулювального кільця 15 болтами 17. Болти законтрено шайбами 16. Для запобігання витоку мастила між гайкою 226 і стаканом 232 встановлено прокладку 227. З іншого кінця на вал 18 встановлено кульковий підшипник 25, який зовнішньою обоймою спирається на стакан 24, втулку розпору 28, форсунку 29, роликовий підшипник 30, регулювальне кільце 26, простановочні кільця 23, 27. Роликовий підшипник 30 зовнішньою обоймою спирається на стакан 37, запресований в кришку 32 та зафіксований штифтом 38.

Кришка виготовлена з магнієвого сплаву МЛ5, має чотирнадцять отворів для кріплення до корпусу 7 і десять шпильок для кріплення супорта гальма 46 несучого гвинта.

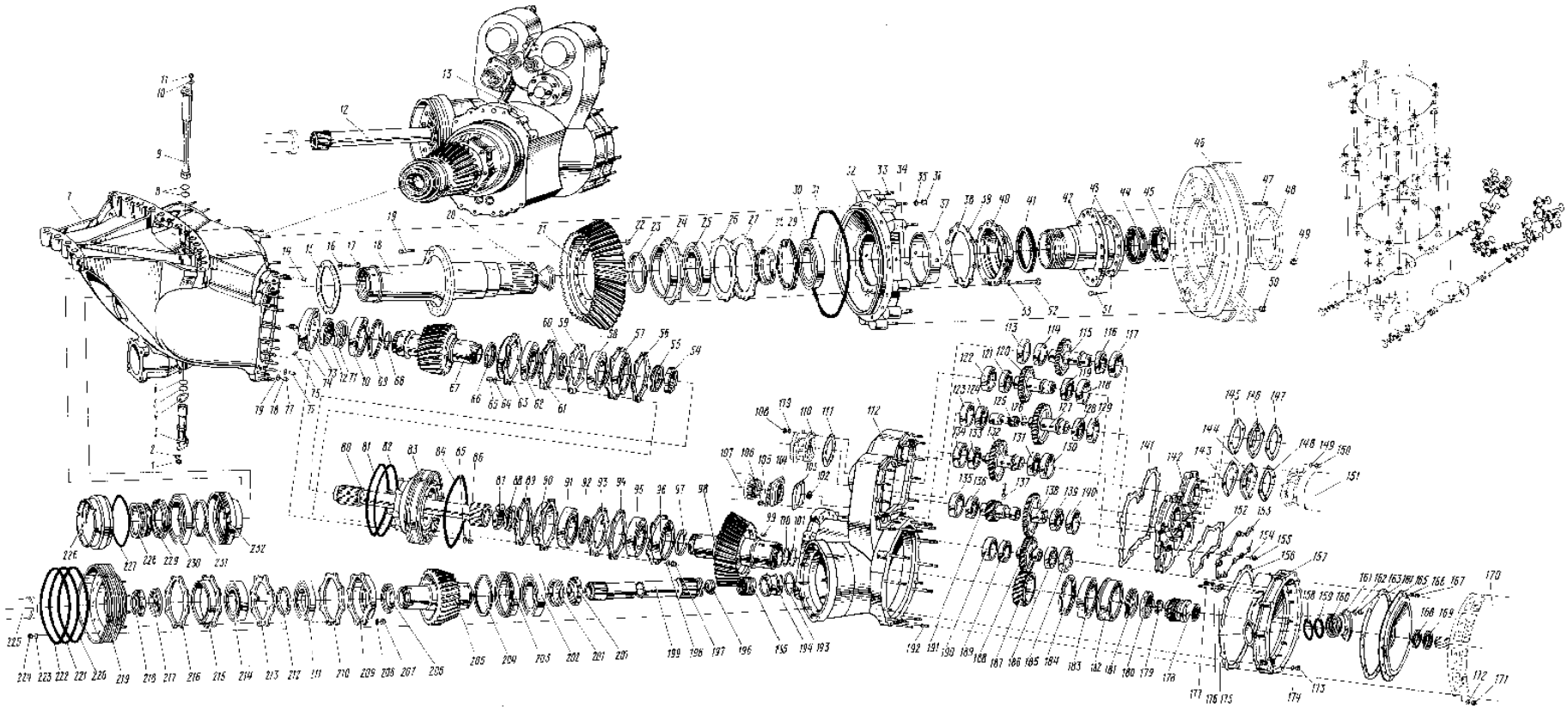


Рис. 16.8. Привід хвостового вала

На рис. 16.8 цифрами позначені такі елементи:

1 – гайка;
2 – шайба;
3 – втулка;
4 – прокладка;
5 – кільце ущільнювача;
6 – кільце ущільнювача;
7 – корпус приводу хвостового вала;
8 – кільця ущільнювачів;
9 – форсунка;
10 – шайба;
11 – гайка;
12 – ресора;
13 – привід хвостового вала;
14 – втулка;
15 – регулювальне кільце;
16 – шайба;
17 – болт
18 – вал;
19 – болт;
20 – заглушка;
21 – ведена шестірня;
22 – гайка;
23 – простановочне кільце;
24 – стакан;
25 – кульковий підшипник;
47 – болт;
48 – фланець хвостового вала трансмісії;
49 – гайка;
50 – гайка;
51 – болт;
52 – болт;
53 – шайба;
54 – гайка;
55 – стопорне кільце;
56 – регулювальне кільце;
57 – стакан;
58 – роликовий підшипник;
59 – форсунка;
60 – простановочне кільце;
61 – регулювальне кільце;
62 – кульковий підшипник;
63 – стакан;
64 – пластинчаста шайба;
65 – гайка;
66 – упорне кільце;
67 – ведуча шестірня;
68 – стопорне кільце;
69 – стопорне кільце;
70 – роликовий підшипник;
71 – стопорне кільце;
93 – форсунка;
94 – регулювальне кільце;
95 – кульковий підшипник;
96 – стакан;
97 – упорне кільце;
98 – відома шестірня;
99 – шпонка;
100 – стопорне кільце;
101 – стопорне кільце;
102 – манжета;
103 – прокладка;
104 – фланець;
105 – шайба;
106 – гайка;
107 – датчик тахометра;
108 – гайка;
109 – шайба;
100 – компресор;
111 – прокладка;
112 – корпус коробки приводів;
113 – стакан;
114 – кульковий підшипник;
115 – шестірня;
116 – кульковий підшипник;
117 – стакан;

26 – регулювальне кільце;
27 – простановочне кільце;
28 – втулка розпору;
29 – форсунка;
30 – роликовий підшипник;
31 – кільце ущільнювача;
32 – кришка;
33 – шпилька;
34 – заглушка;
35 – шайба;
36 – гайка;
37 – стакан;
38 – штифт;
39 – прокладка;
40 – кришка;
41 – сальник;
42 – фланець;
43 – отвори для кріплення;
44 – стопорне кільце;
45 – гайка;
46 – гальмо несучого гвинта;
72 – гайка;
73 – стакан;
74 – втулка;
75 – форсунка;
76 – втулка;
77 – кільце ущільнювача;
78 – втулка;
79 – кільце ущільнювача;
80 – ресора;
81 – кільце ущільнювача;
82 – кільце ущільнювача;
83 – перехідник;
84 – кільце ущільнювача;
85 – шайба;
86 – гайка;
87 – гайка;
88 – стопорне кільце;
89 – регулювальне кільце;
90 – стакан;
91 – роликовий підшипник;
92 – простановочне кільце;
118 – стакан;
119 – кульковий підшипник;
120 – шестірня;
121 – кульковий підшипник;
122 – стакан;
123 – стакан;
124 – кульковий підшипник;
125 – ресора;
126 – стопорне кільце;
127 – шестірня;
128 – кульковий підшипник;
129 – стакан;
130 – стакан;
131 – кульковий підшипник;
132 – шестірня;
133 – кульковий підшипник;
134 – стакан;
135 – стакан;
136 – кульковий підшипник;
137 – штифт;
138 – шестірня;
139 – кульковий підшипник;
140 – стакан;
141 – прокладка;
142 – кришка корпусу коробки;
143 – прокладка;
171 – гайка;
172 – шайба;
173 – гайка;
174 – шайба;
175 – форсунка;
202 – роликовий підшипник;
203 – стакан;
204 – стопорне кільце;
205 – ведуча шестірня;
206 – упорне кільце;

144 – кришка;
145 – прокладка;
146 – кришка;
147 – прокладка;
148 – прокладка;
149 – шайба;
150 – гайка;
151 – гідропомпа;
152 – прокладка;
153 – кришка;
154 – шайба;
155 – гайка;
156 – прокладка;
157 – кришка ліва;
158 – кільце ущільнювача;
159 – кільце ущільнювача;
160 – форсунка;
161 – форсунка;
162 – шайба;
163 – гайка;
164 – прокладка;
165 – кришка;
166 – шайба;
167 – гайка;
168 – манжета;
176 – шайба;
177 – гайка;
178 – втулка;
179 – стопорне кільце;
180 – гайка;
181 – стопорне кільце;
182 – стакан;
183 – роликовий підшипник;
184 – стопорне кільце;
185 – стакан;
186 – кульковий підшипник;
187 – шестірня;
188 – шестірня;
189 – кульковий підшипник;
190 – стакан;
191 – шестірня;
192 – втулка;
193 – стопорне кільце;
194 – корпус пружини;
195 – пружина;
196 – заглушка;
197 – гайка;
198 – пластинчаста шайба;
199 – ресора;
200 – гайка;
207 – гайка;
208 – пластинчаста шайба;
209 – стакан;
210 – регулювальне кільце;
211 – кульковий підшипник;
212 – простановочне кільце;
213 – форсунка;
214 – роликовий підшипник;
215 – стакан;
216 – регулювальне кільце;
217 – стопорне кільце;
218 – гайка;
219 – кришка;
220 – кільце ущільнювача;
221 – кільце ущільнювача;
222 – кільце ущільнювача;
223 – пластинчаста шайба;
224 – гайка;
225 – ресора;
226 – гайка;
227 – прокладка;
228 – гайка;
229 – стопорне кільце;
230 – роликовий підшипник;
231 – простановочне кільце;

169 – манжета; 201 – стопорне кільце; 232 – стакан;
170 – генератор ГТ-90С46;

Верхній редуктор

Верхній редуктор – шестеренчастий агрегат, що має два ступеня редукції і що є основним силовим вузлом. Корпус редуктора складається з верхньої кришки 70, верхнього корпусу 114, нижнього корпусу 39, нижньої кришки 7. Корпус верхнього редуктора виготовлений з алюмінієвого сплаву АК4-1.

Привід вентилятора

Привід вентилятора служить для передачі крутильного моменту з головного редуктора на вал приводу вентилятора. Привід вентилятора розміщений в передній частині верхньої кришки верхнього редуктора.

Далі в тексті Керівництва наведені описи і робота мастиловідстійника, мастилоагрегату, мастилопомпи, фільтрів грубого та тонкого очищення.

Наступними обов'язковими розділами Порадника з експлуатації є розділи, присвячені знаходженню і усуненню несправностей, технології обслуговування, правилам зберігання і транспортування. Розглянемо їх зміст.

16.1.1. Головний редуктор – знаходження і усунення несправностей

1. Підтікання мастила по фланцевих з'єднаннях корпусу редуктора або по ущільненнях приводів агрегатів
   1.1. Можливі причини – знос ущільнень у процесі експлуатації.
   1.2. Пошук несправного елемента.

   Підтікання мастила виявляється візуально при оглядах головного редуктора.

   1.3. Усунення несправності – головний редуктор слід відремонтувати.
2. Тріщини на кронштейнах кріплення рами редуктора і на корпусі головного редуктора
   2.1. Можливі причини:
      1) виробничі дефекти;
      2) перевищення допустимих експлуатаційних навантажень.
   2.2. Встановлення несправного елемента.

   Тріщини виявляють при візуальних оглядах. Місця, в яких можуть бути тріщини, оглядають за допомогою лупи.

2.3. Усунення несправності.

Головний редуктор необхідно відремонтувати.

16.1.2. Головний редуктор – технологія обслуговування

Технологія обслуговування містить такі технологічні карти:

1. Заправлення мастилом головного редуктора.
2. Злив мастила з головного редуктора.
3. Демонтаж і монтаж головного редуктора.
4. Огляд головного редуктора.
5. Очищення головного редуктора.

16.1.3. Головний редуктор – правила зберігання

1. Загальні вимоги

Дозволяється зберігати головний редуктор у заводській упаковці в капітальних неопалювальних складських приміщеннях або під навісом з обов'язковим захистом від атмосферних опадів і корозійних середовищ.

Рівень майданчика при зберіганні головного редуктора під навісом має бути вище за рівень землі не менше ніж на 200...300 мм.

2. Консервація і розконсервовування головного редуктора

2.1. Консервація головного редуктора:

1) законсервувати мастилосистему головного редуктора. Зняти редуктор з вертольота;
2) очистити головний редуктор;
3) на всі поверхні, що не мають лакофарбового покриття, нанести мастило К-17;
4) завернути редуктор парафінованим папером, спакувати в поліетиленовий чохол;
5) запакувати редуктор у тару, оформити документацію на виконану роботу.

2.2. Розконсервовування головного редуктора:

1) розпакувати редуктор, очистити його від мастила консервації. Встановити редуктор на вертоліт;
2) розконсервувати мастилосистему головного редуктора.

Для консервації і розконсервовування необхідно мати: волосяний пензель, мастило К-17, парафінований папір, поліетиленову плівку.

Для прикладу в табл. 16.1 надано технологічну карту проведення робіт, спрямованих на злив мастила з головного редуктора.

Таблиця 16.1

Технологічна карта

Найменування роботи: Зливання мастила з головного редуктора		
Зміст операції і технічні вимоги (ТВ)	Роботи, що виконуються при відхиленнях від ТВ	Контроль
1. Зняти нижній стружкосигналізатор, для чого розконтрити, натиснути і повернути його проти годинникової стрілки і вийняти з корпусу головного редуктора. Не допускати попадання мастила на деталі конструкції і електропроводку. Використовувати деко. 2. Встановити в гніздо стружкосигналізатора наконечник шланга для зливу мастила з головного редуктора. 3. Вільний кінець шланга опустити в ємність для збирання мастила і злити мастило з головного редуктора. 4. Вийняти з гнізда стружкосигналізатора наконечник шланга для зливу мастила. 5. Встановити на місце стружкосигналізатор, для чого вставити пробку у гніздо, натиснути і повернути її за годинниковою стрілкою до фіксації. 6. Законтрити стружкосигналізатор. ПРИМІТКА. Для скорочення часу зливу: а) зливати гаряче мастило відразу ж після вимкнення двигунів; б) використовувати ще один нижній стружкосигналізатор, якщо виконано роботу пп. 1-6.		

Контрольно-перевірочна апаратура (КПА)	Інструмент і пристосування	Витратні матеріали
	Плоскогубці комбіновані Шланг для зливу мастила з головного редуктора 90-9960-00 Ємність для зливу Деко для зливу мастила	Контровочний дріт Ко 0,8

16.2. РАМА РЕДУКТОРА

16.2.1. Опис і робота

Рама (рис. 16.9) редуктора призначена для кріплення головного редуктора на вертольоті. Вона сприймає статичні та змінні динамічні навантаження, що виникають у польоті. Рама складається з восьми підкосів 7, 9, 10, 11, 17, 18, 32, 33, які кріплять до чотирьох лап 35, двох лап 34 редуктора і до посилених шпангоутів № 13 і 17 у центральній частині фюзеляжу. Передні 9, 10 і задні 18, 32 підкоси кріплять до силових шпангоутів болтами 8, які закріплені гайками 1. Між гайкою і вузлом шпангоута стоять дві сферичні шайби 6 і 5. Гайки 1 закручені тарувальним ключем із моментом 280±20 кг·м. Після встановлення рами на вертоліт через 5 год. перевіряють момент затягування гайок 1. Подальшу перевірку моменту затягування гайок 1 здійснюють через 100 год. нальоту. Підкоси 18, 32 до болтів 8 кріплять ексцентриковим болтом 24, закріпленим спеціальною шайбою 23 від провертання. Болт через шайбу 21 затягують гайкою 19, закручують тарувальним ключем з моментом 82 кг·м і контрять шплінтом 20. Підкоси 9, 10 до болтів кріплять болтом 12 і затискають через шайбу 15 гайкою 13, закрученою тарувальним ключем з моментом 8±2 кг·м і законтрено шплінтом 14. Бокові передні 7, 11 і задні бокові 17, 33 підкоси кріплять до вузлів фюзеляжу аналогічно болту 8. Бокові передні та задні бокові підкоси до лап 34 редуктори кріплять за допомогою болтів 31, закручених через шайби 27 гайками 26, тарувальним ключем з моментом 82 кг·м і законтреними шплінтами 25. Між лапою і проушинами підкосів ставлять по фторопластовій прокладці 29, 30.

16.2.2. Виявлення і усунення несправностей

1. Тріщини по зварних швах, стикувальних отворах або залишкова деформація підкосів.

1.1. Можливі причини.

Виробничі і експлуатаційні дефекти (ослаблення затягування гайок 1, забоїни, надіри).

1.2. Встановлення несправного елемента – дефекти виявляються візуально при оглядах.

1.3. Усунення несправності – за наявності дефекту раму редуктора требя замінити.

УВАГА! ЗАБОРОНЯЄТЬСЯ МІНЯТИ ОКРЕМІ ПІДКОСИ.

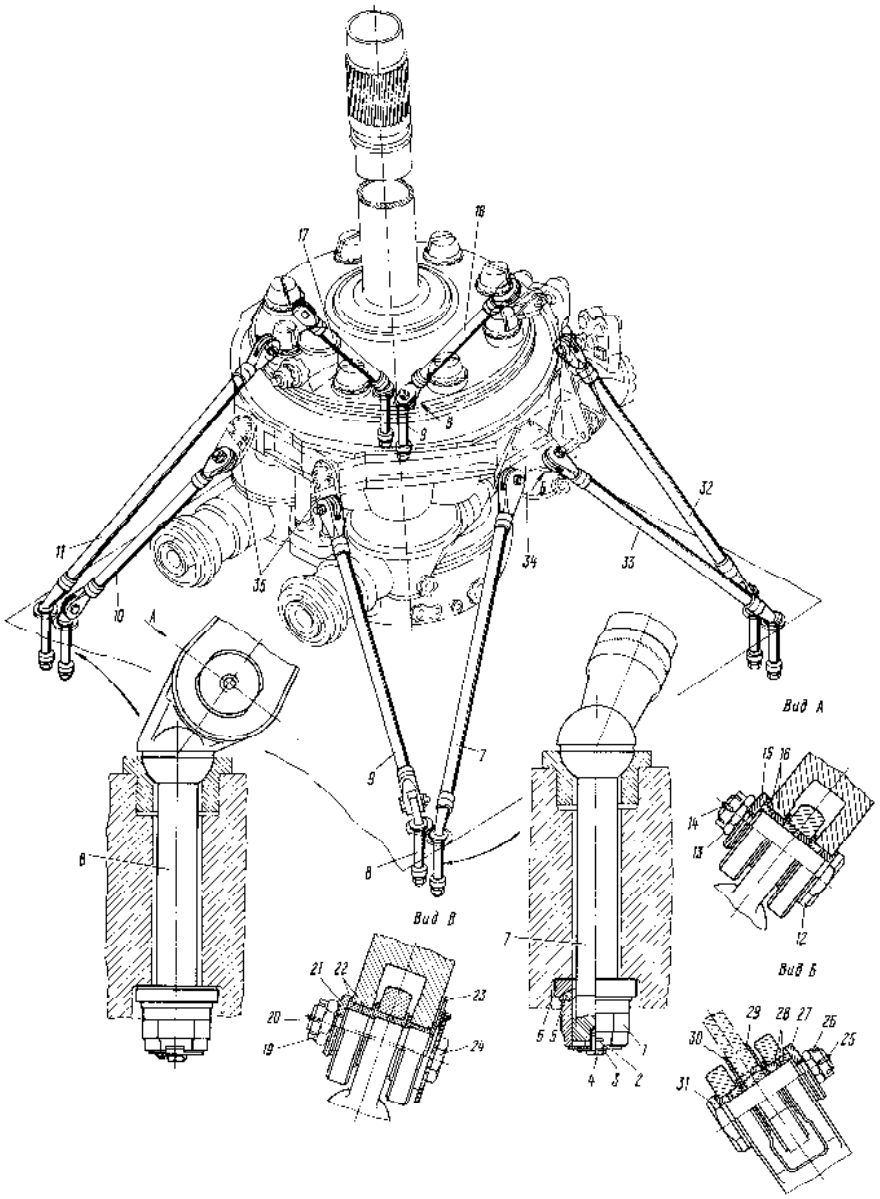


Рис. 16.9. Рама редуктора:

1 – гайка;
2 – пластинчаста шайба;
3 – пластинчаста шайба;
4 – болт;
5 – сферична шайба;
6 – сферична шайба;
7 – боковий підкіс;
8 – болт;
9 – передній підкіс;
10 – передній підкіс;
11 – боковий підкіс;
12 – болт;
13 – гайка;
14 – шплінт;
15 – шайба;
16 – втулка;
17 – боковий задній підкіс;
18 – задній підкіс;
19 – гайка;
20 – шплінт;
21 – шайба;
22 – втулка;
23 – спеціальна шайба;
24 – ексцентриковий болт;
25 – шплінт;
26 – гайка;
27 – шайба;
28 – втулка;
29 – прокладка;
30 – прокладка;
31 – болт;
32 – задній підкіс;
33 – боковий підкіс;
34 – лапа редуктора;
35 – лапа редуктора

16.2.3. Мастилосистема головного редуктора ВР-26 – опис і робота

Загальна частина

Головний редуктор має примусову систему змащування. Мастилосистема редуктора призначена для змащування підшипників, шестерень і охолоджування працюючих вузлів і деталей. Мастильна система редуктора (рис. 16.10) складається з двох частин – зовнішньої та внутрішньої. Зовнішня частина мастилосистеми – для охолоджування гарячого мастила в повітряно-мастильних теплообмінниках. Внутрішня частина мастилосистеми призначена для змащування і охолоджування вузлів і деталей редуктора. Повітряно-мастильні теплообмінники кріплять до рами на болтах. Раму кріплять до капотного шпангоута. Редуктор з повітряно-мастильними теплообмінниками з'єднують за допомогою алюмінієвих труб.

Опис

Внутрішня мастилосистема головного редуктора складається з мастиловідстійника 37 редуктора, що виконує роль мастилобака та "гарячого" відсіку, мастилоагрегата 45, що виконує роль "холодного" відсіку, в якому розміщені мастилонасос, який має два ступеня, що нагнітають, 48 і два, що відкачують, 47 ступеня фільтра 50 тонкого очищення із перепускним клапаном 53, редукційного клапана 52, датчика тиску 25 з мастилорозділювачем, сигналізатора тиску 26 з мастилорозділювачем, форсунок 3-7, 10, 12-15, 17, 18, 21-24, 27-36, 38-40, 42, 54, 56, жиклерів 16, 19, 41, з'єднаних каналами з нагнітаючими ступенями мастилонасосу, суфлярів 8, 11, магнітних пробок, сигналізаторів 44 стружки і сигналізаторів 43 температури.

Зовнішня мастилосистема головного редуктора (див. рис. 16.10) складається з чотирьох повітряно-мастильних теплообмінників 1 із терморедукційними клапанами 5991Т, приймача 46 температури, фільтра 49 грубого очищення і мастилотрубопроводів 2 і 51.

16.2.4. Мастилосистема головного редуктора – пошук та усунення несправностей

1. Температура мастила в мастилосистемі головного редуктора вище допустимої
   1.1. Можливі причини:
      1) недостатня кількість мастила в мастилосистемі;
      2) засмічення стільників повітряно-мастильного теплообмінника;
      3) відмова термоклапана повітряно-мастильного теплообмінника;
      4) несправність системи сигналізації.
   1.2. Встановлення несправного елемента:
      1) за мастиловимірювальним склом переконатися в достатній кількості мастила в мастилосистемі головного редуктора;
      2) оглянути прохідні перерізи охолоджуючого повітря в сотах мастилорадіатора, переконатися у відсутності забруднень;
      3) замінити термоклапан або повітряно-мастильний теплообмінник;
      4) перевірити справність датчика і ланцюгів електроживлення сигналізації високої температури мастила в головному редукторі.

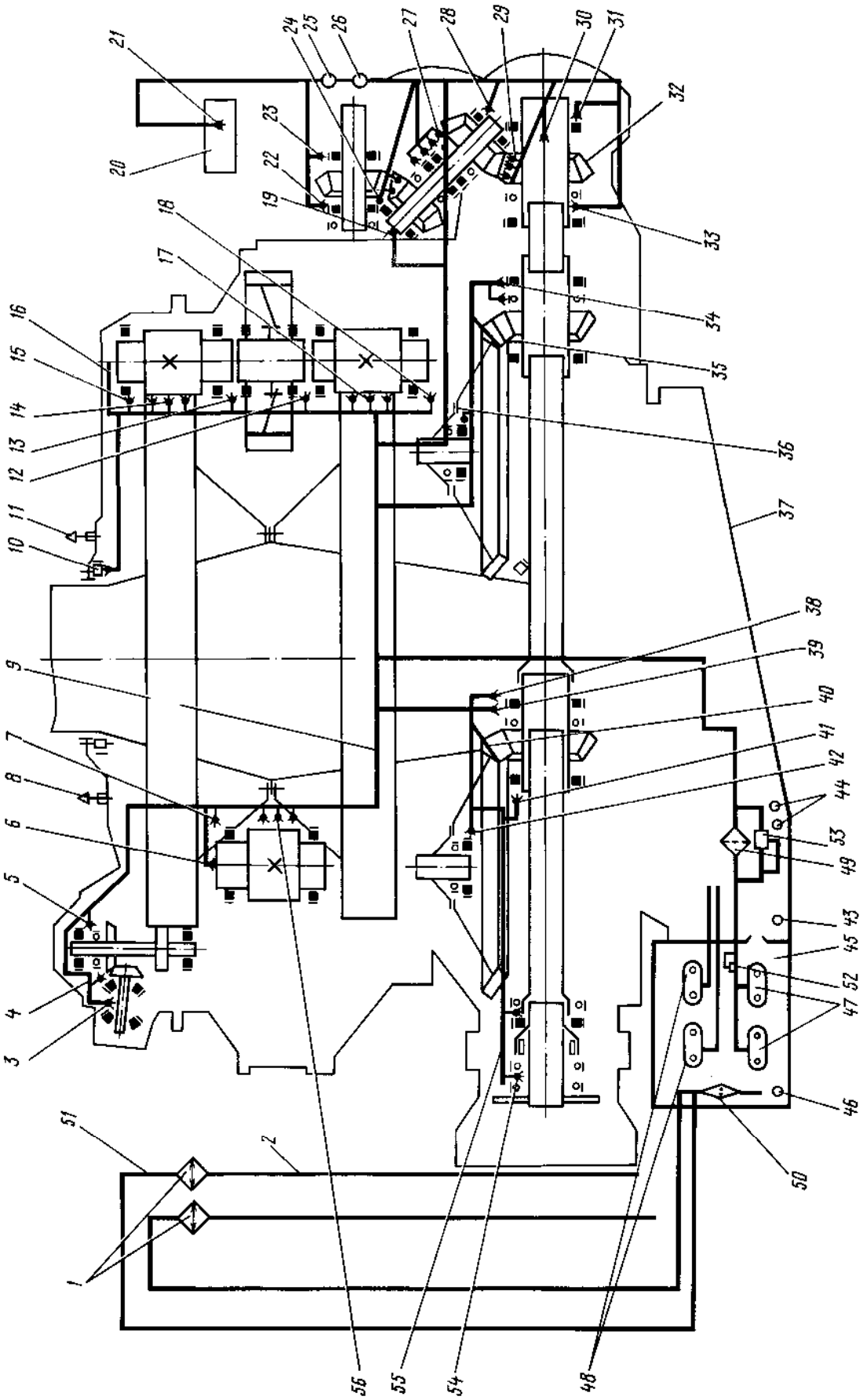


Рис. 16.10. Мастилосистема головного редуктора

На рис. 16.10 цифрами позначені такі елементи:

1 – повітряно-мастильний теплообмінник;
2 – мастильний трубопровід;
3–7 – форсунка;
8 – суфляр;
9 – кільцевий колектор;
10 – форсунка;
11 – суфляр;
12–15 – форсунка;
16 – жиклер;
17, 18 – форсунка;
19 – жиклер;
20 – коробка приводів;
21–24 – форсунка;
25 – датчик тиску з мастилорозділювачем;
26 – сигналізатор тиску з мастилорозділювачем;
27–36 – форсунка;
37 – мастиловідстійник редуктора;
38–40 – форсунка;
41 – жиклер;
42 – форсунка;
43 – сигналізатор температури;
44 – сигналізатор стружки;
45 – мастилоагрегат (холодний відсік);
46 – приймач температури;
47 – ступені мастилопомпи, що відкачують;
48 – нагнітаючі ступені мастилопомпи;
49 – мастилофільтр грубого очищення;
50 – мастилофільтр тонкого очищення;
51 – мастильний трубопровід;
52 – редукційний клапан;
53 – перепускний клапан;
54 – форсунка;
55 – мастильний канал;
56 – форсунка.

2. Підтікання мастила в ніпельних або дюритових з'єднаннях.
   2.1. Можливі причини:
      1) послаблення затягування в з'єднанні;
      2) пошкодження деталей з'єднання.
   2.2. Пошук несправного елемента.
   Дефектне з'єднання виявляють за наявністю слідів підтікання мастила.
   2.3 Усунення несправності: ослаблене з'єднання підтягнути і законтрити.

Якщо підтікання не усувається підтягуванням, з'єднання розбирають, переконуються в справності деталей з'єднання. Дефектні деталі з'єднання заміняють.

3. Не закривається (підтікає) клапан відбору проб після взяття проби.
   3.1. Можливі причини:
      1) попадання твердих частинок під сідло клапана;
      2) ослаблення пружини клапана.
   3.2. Пошук несправного елемента.

Дефект виявляють за наявністю слідів підтікання мастила.

3.3. Усунення несправності:

1) злити невелику кількість мастила в пробовідбірник для вимивання сторонніх часток з-під сідла клапана;
2) при послабленні пружини замінити клапан відбору проб.

4. Наявність металевої стружки в мастилі.

4.1. Можливі причини:

1) підвищений знос деталей редуктора;
2) несправна система сигналізації наявності стружки в мастилі.

4.2. Пошук несправного елемента:

1) при спрацьовуванні сигналізатора про появу стружки в мастилі переконатися в справності системи сигналізації;
2) стружка виявляється при огляді фільтрів, магнітних пробок і сигналізаторів стружки, встановлених у мастилосистемі головного редуктора.

4.3. Усунення несправності.

При виявленні стружки питання про подальшу експлуатацію головного редуктора вирішують з представником Постачальника.

16.2.5. Мастилосистема головного редуктора – технологія обслуговування

Цей посібник містить такі технологічні карти:

1. Демонтаж і монтаж терморедукційного клапана.
2. Демонтаж і монтаж трубопроводів мастилосистеми головного редуктора.
3. Демонтаж і монтаж заливної горловини.
4. Демонтаж і монтаж теплообмінників повітряно-мастильних (ТПМ).
5. Огляд мастилосистеми головного редуктора.
6. Огляд мастилофільтрів тонкого і грубого очищення мастилосистеми.
7. Перевірка кількості мастила в мастилосистемі головного редуктора.

16.3. ПРОМІЖНИЙ РЕДУКТОР

Проміжний редуктор призначений для зміни напряму осі хвостового вала на кут 44° та для передавання крутильного моменту від головного редуктора до хвостового редуктора.

Передавання здійснюють без зміни числа обертів. Проміжний редуктор кріпиться до нервюри № 2 похилих балки за лапи за допомогою чотирьох болтів. Змащування деталей, що труться, та їх охолоджування забезпечується спеціальною мастильною системою редуктора.

Крутильний момент передається з головного редуктора через горизонтальну частину хвостового вала, досягає шліцьового фланця 5 ведучої шестірні, змонтованої на шліцах вала ведучої конічної шестірні 6. Із фланця 5 крутильний момент передається на ведучий вал 4 шестірні 6, що входить в зачеплення із веденою конічною шестірнею 15, яка передає

крутильний момент на ведений вал 13 шестірні 15. Відомий вал передає крутильний момент з одного боку на шліцьовий фланець 11 відомої шестірні, з'єднаний із похилою частиною хвостового вала, з іншого боку – на ведучу шестірню 14 приводу мастилопомпи, яка передає крутильний момент на ведену шестірню 16 приводу мастилопомпи. Шестірня 16 виконана разом із веденим валом 17 приводу мастилопомпи. Вал 17 передає крутильний момент на ведучий вал 3 мастилопомпи, який з'єднаний із ведучими шестернями 2 мастилопомпи та через них передає крутильний момент на ведені шестірні 1 мастилопомпи. З вала 13 шестірні 15 крутильний момент передається на ведучу шестірню 12 приводу вентилятора, яка через проміжну шестірню 7 передає момент на ведучу шестірню 8 ведучого вала 9 приводу вентилятора і з нього на колесо 10 вентилятора. Колесо вентилятора нагнітає повітря, прокачує його через мастильні радіатори, охолоджуючи мастило проміжного і хвостового редукторів.

Редуктор складається з передньої кришки картера (у зібраному стані з валом ведучої шестірні), картера, задньої кришки картера (у зборі з веденою шестірнею) і вентилятора, піддона і повітропроводу. Кінематична схема редуктора показана на рис. 16.11.

На рис. 16.12 зображена конструкція передньої кришки картера у зібраному стані з валом ведучої шестірні.

Основні технічні дані (ОТД) редуктора

Передавальне число	1,0
Номінальне число обертів шестірні	2684 об/хв
Номінальне число обертів вентилятора	6334 об/хв
Система мастила	примусова
Мастилонасос:	
кількість	1 шт.
тип	двохступінчатий шестірний
число обертів ведучого вала	2243 об/хв
кількість зубів шестерень	8 шт.
передавальне відношення ведених шестерень до відомих	1:1
Маса редуктора (сухого)	120,5 кг

16.3.1. Проміжний редуктор – знаходження і усунення несправностей

Підтікання мастила по роз'ємах редуктора і з-під ущільнень ведучого вала:

1.1. Можливі причини: виробничий дефект.

1.2. Встановлення несправного елемента: дефект виявляється візуально при огляді.

1.3. Усунення несправності.

Питання про подальшу експлуатацію редуктора вирішують спільно із представником промисловості.

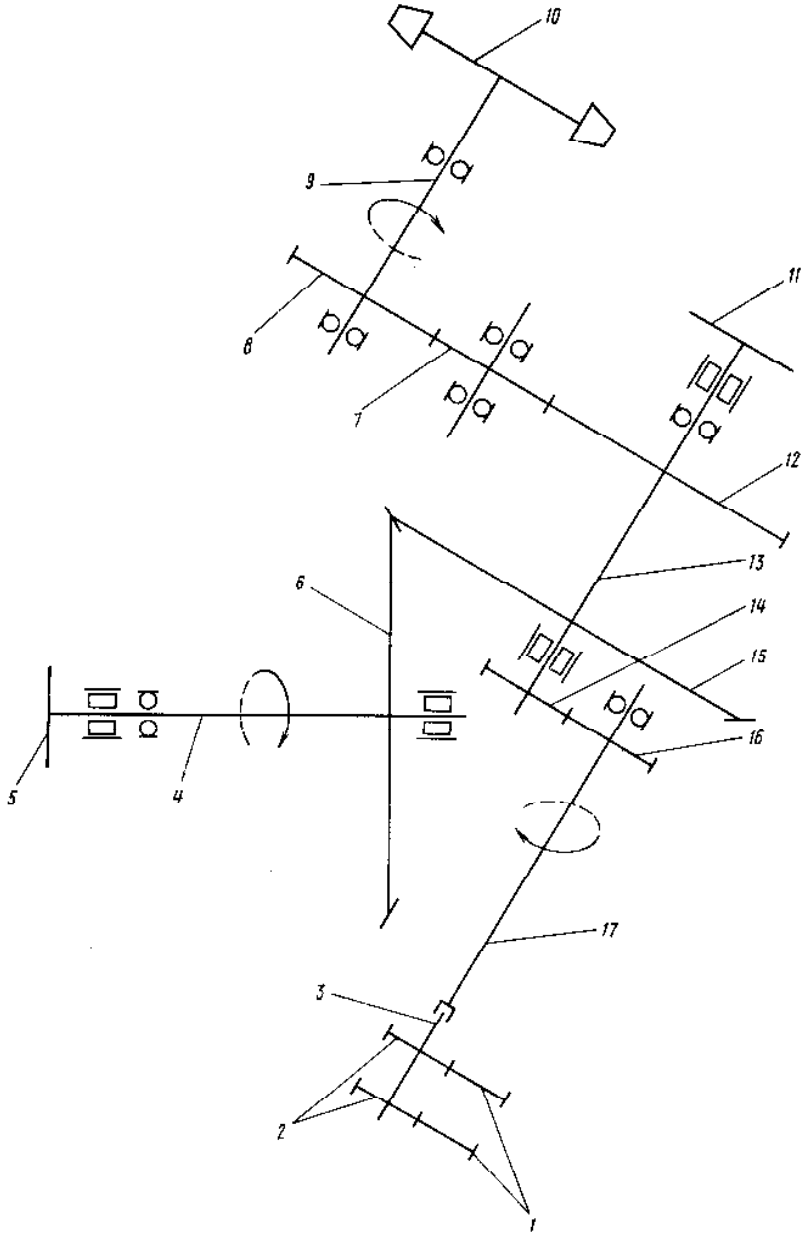


Рис. 16.11. Кінематична схема проміжного редуктора:

1 – ведені шестерні мастилонасоса;
2 – ведучі шестерні мастилонасоса;
3 – ведучий вал мастилонасоса;
4 – ведучий вал;
5 – шліцьовий фланець ведучої шестірні;
6 – ведуча конічна шестірня;
7 – проміжна шестірня;
8 – ведуча шестірня вентилятора;
9 – ведучий вал приводу вентилятора;
10 – колесо вентилятора;
11 – шліцьовий фланець веденої шестірні;
12 – ведуча шестірня приводу вентилятора;
13 – ведений вал;
14 – ведуча шестірня приводу мастилонасоса;
15 – ведена конічна шестірня;
16 – ведена шестірня приводу мастилонасоса;
17 – ведений вал приводу мастилонасоса

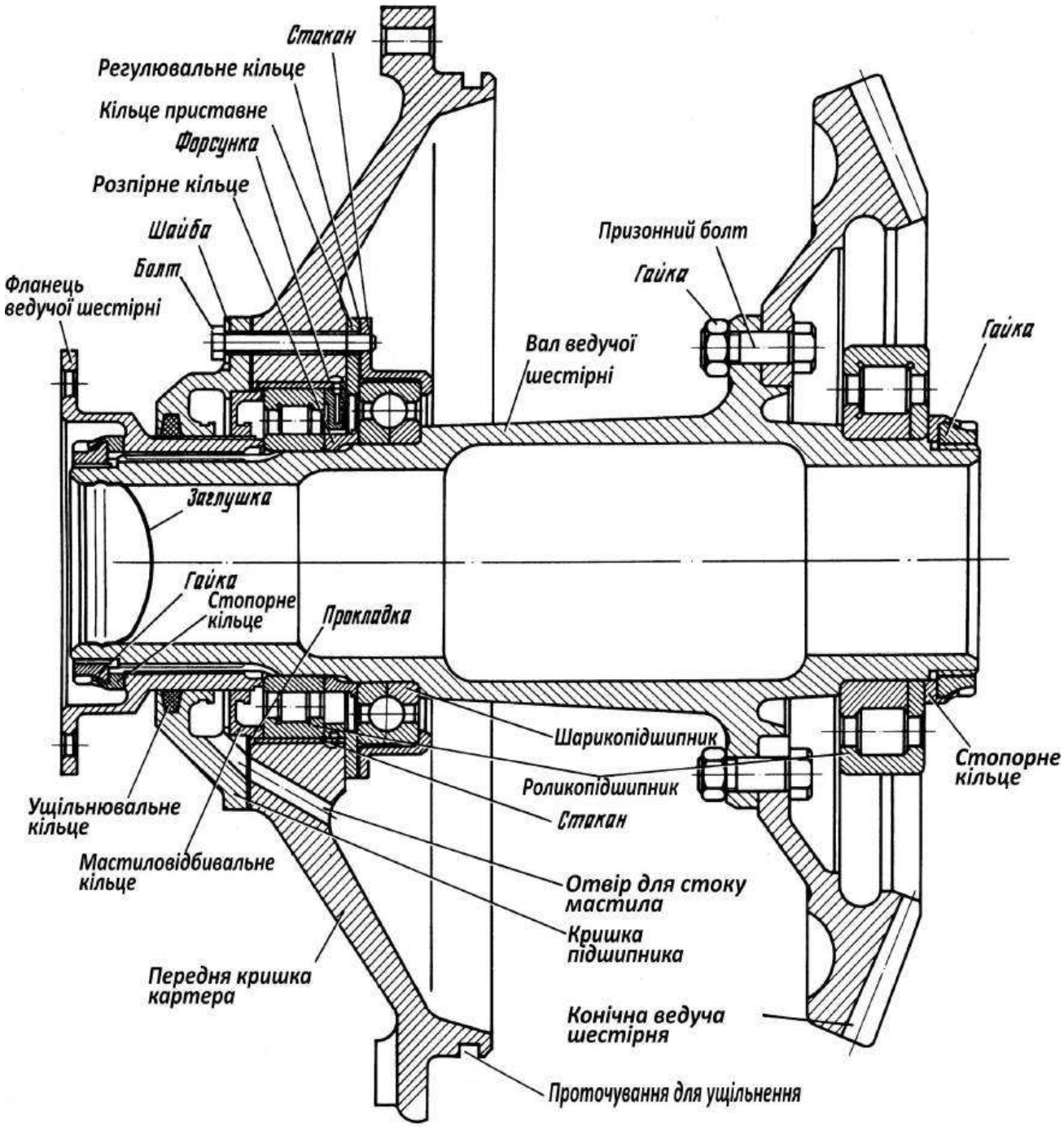


Рис. 16.12. Ведуча шестірня із передньою кришкою редуктора

16.3.2. Проміжний редуктор – технологія обслуговування

Сучасна технологія обслуговування містить такі технологічні карти:

1. Заправляння мастилом проміжного редуктора.
2. Злив мастила з проміжного редуктора.
3. Демонтаж і монтаж проміжного редуктора.
4. Огляд проміжного редуктора.
5. Перевірка кількості мастила в мастилосистемі проміжного редуктора.

16.3.3. Проміжний редуктор – правила зберігання

Дозволяється зберігати проміжний редуктор у заводській упаковці в капітальних неопалювальних складських приміщеннях або під навісом з обов'язковим захистом від атмосферних опадів і корозійних середовищ.

Рівень майданчика при зберіганні проміжного редуктора під навісом має бути вище за рівень землі не менше чим на 200...300 мм.

16.3.4. Проміжний редуктор – транспортування

Дозволяється транспортувати проміжний редуктор у заводській упаковці всіма видами транспорту без обмеження швидкості й відстані.

При транспортуванні слід оберігати проміжний редуктор від дії ударних навантажень.

УВАГА! ЗАБОРОНЯЄТЬСЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВОЛОКОМ КОНТЕЙНЕРА З ПРОМІЖНИМ РЕДУКТОРОМ.

16.3.5. Мастилосистема проміжного редуктора – опис і робота

Загальна частина

Проміжний редуктор має примусову систему змащування. Мастилосистема редуктора призначена для змащування підшипників, шестерень і охолоджування працюючих вузлів і деталей редуктора. Мастилосистема містить повітряно-мастильний теплообмінник, двоступінчату мастилопомпу та шланги, що з'єднують повітряно-мастильний теплообмінник із штуцерами піддона редуктора. Мастилосистема проміжного редуктора складається з двох частин. Зовнішня мастилосистема призначена для охолоджування гарячого мастила в повітряно-мастильному теплообміннику. Внутрішня частина мастилосистеми (див. рис. 16.13) призначена для змащування і охолоджування вузлів і деталей редуктора. Повітряно-мастильний теплообмінник кріпиться на нервюрі № 4 кіля в блоці з повітряно-мастильним теплообмінником хвостового редуктора. Гнучкі шланги кріпляться хомутами до нервюр № 2 і 3 кіля.

Опис

Зовнішня частина мастилосистеми містить гнучкий шланг відведення гарячого мастила від піддона до повітряно-мастильного теплообмінника, повітряно-мастильний теплообмінник, гнучкий шланг підведення охолодженого мастила від повітряно-мастильного теплообмінника в піддон. Гнучкі шланги за своєю конструкцією однакові, а за довжиною різні.

Гнучкий шланг складається з рукава із двома бавовняними обплетеннями і внутрішнім гумовим шаром, що закладений в наконечники. Рукав з обох кінців закладений в ніпелі і обжатий муфтою. Гайка на кутовому ніпелі стопориться дротяним стопором.

Шланг має маркування, нанесене жовтою спеціальною емаллю. Маркування вказує номер креслення і дату виготовлення. Шланги кріплять на нервюрах № 2, 3 кіля за допомогою хомутів, гайок, шайб і гвинтів.

Робота

Гаряче мастило крізь забірник надходить до ступеня мастилопомпи, що відкачує, потім по внутрішньому каналу в піддоні подається в шланг і по ньому надходить у повітряно-мастильний теплообмінник і охолоджується в ньому. Охолоджене мастило по гнучкому шлангу від повітряно-мастильного теплообмінника знову надходить у піддон редуктора.

Внутрішня частина мастилосистеми має забірники охолодженого і гарячого мастила, нагнітаючі ступені мастилопомпи, редукційний клапан, фільтр, сигналізатор тиску і форсунки, що відкачують. Внутрішня частина мастилосистеми має також систему мастильних каналів у передній і задній кришках картера, картері та піддоні.

Робота внутрішньої частини мастилосистеми проілюстрована на рис. 16.13.

16.3.6. Мастилосистема проміжного редуктора – знаходження і усунення несправностей

1. Стружка на магнітній пробці або фільтрі мастилосистеми
   1.1. Можливі причини – внутрішні руйнування редуктора.
   1.2. Пошук несправного елемента: дефект виявляється при огляді фільтра або магнітної пробки.
   1.3. Усунення несправності – питання про подальшу експлуатацію проміжного редуктора вирішувати із представником Постачальника.
2. Підтікання стільника повітряно-мастильного теплообмінника
   2.1. Можливі причини – пошкодження в процесі експлуатації.
   2.2. Встановлення несправного елемента: дефект виявляється візуально при оглядах.
   2.3. Усунення несправності – повітряно-мастильний теплообмінник замінити.
3. Підтікання мастила з-під накидних гайок ніпельних з'єднань і трубопроводів.
   3.1. Можливі причини:
      1) пошкодження в процесі експлуатації;
      2) неякісне виготовлення.
   3.2 Пошук несправного елемента: дефект виявляється візуально.

3.3. Усунення несправностей – у разі послаблення затягування накидної гайки підкрутити накидну гайку.

У разі несправності деталі ніпельного з'єднання або трубопроводу замінити трубопровід.

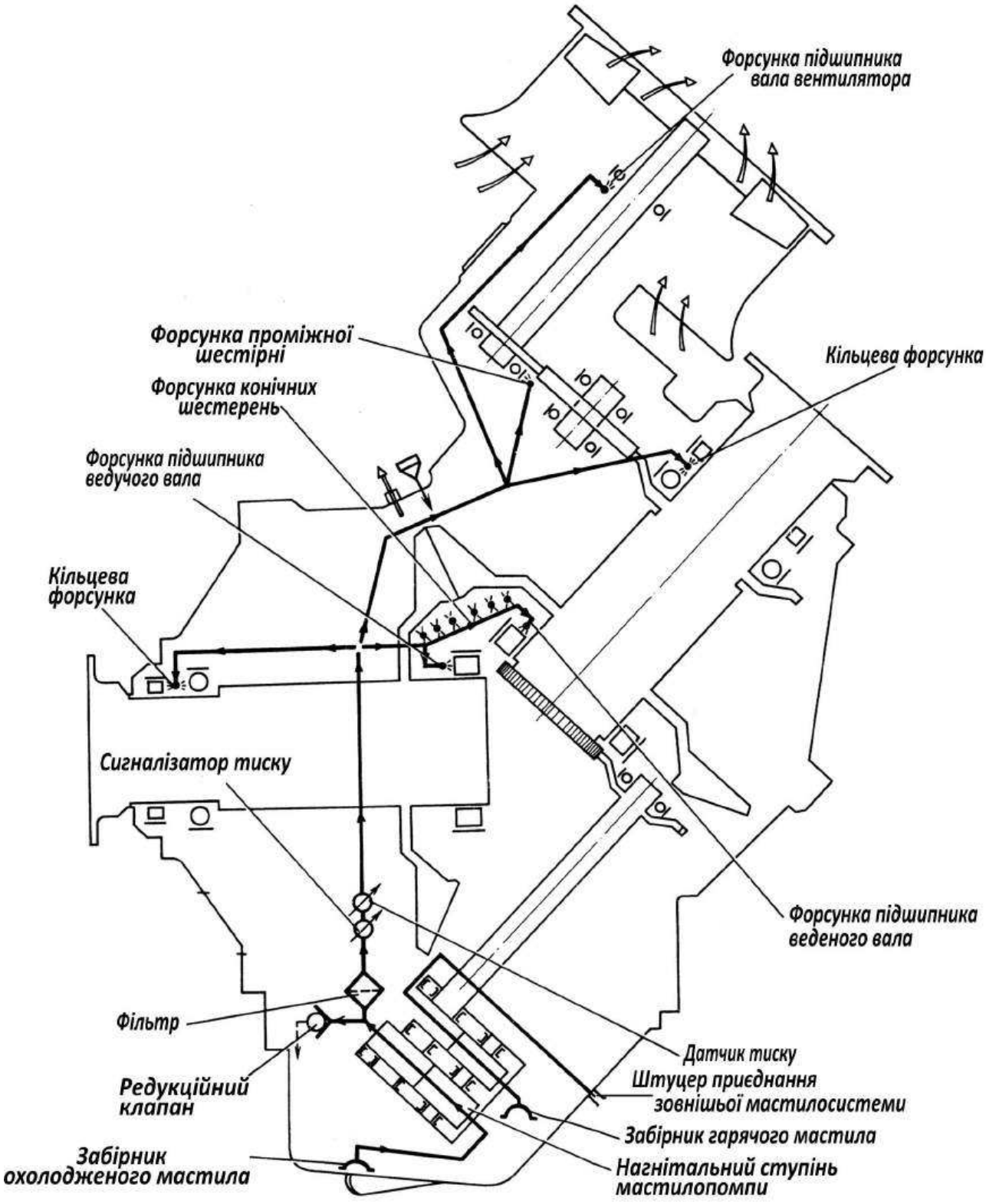


Рис. 16.13. Внутрішня частина мастилосистеми проміжного редуктора

16.3.7. Мастилосистема проміжного редуктора – технологія обслуговування

Сучасна технологія обслуговування має такі технологічні карти:

1. Демонтаж і монтаж мастилосистеми проміжного редуктора.
2. Демонтаж і монтаж мастилофільтра проміжного редуктора.
3. Огляд мастилосистеми проміжного редуктора.
4. Огляд магнітної пробки проміжного редуктора.
5. Огляд мастилофільтра проміжного редуктора.

16.4. ХВОСТОВИЙ РЕДУКТОР – ОПИС І РОБОТА

Загальна частина

Хвостовий редуктор (рис. 16.14) призначений для обертання рульового гвинта із даною кількістю числом обертів. Редуктор кріплять вісімнадцятьма болтами до нервюри № 14 кіля. Змащування вузлів, деталей і їх охолоджування забезпечують спеціальною, незалежною від інших агрегатів, мастильною системою редуктора. Редуктор складається з таких складальних вузлів: картера, що веде шестірні із задньою кришкою картера, відомої шестірні з валом і підшипником, вала рульового гвинта з передньою кришкою (горловиною) картера, сателітів, повзуна, мастилопомпи, мастиловідстійника і штока.

Крутильний момент від хвостового вала приходить на фланець 1 (рис. 16.15) ведучої шестірні 3. Шестірня 3, змонтована на валу 9, передає крутильний момент на відому шестірню 4. Шестірня 4 передає крутильний момент на сателіти 8 і водило 6. Водило 6 передає крутильний момент на вал 7 рульового гвинта. Одночасно змонтована на вала 9 ведуча шестірня 2 приводу мастилопомпи передає крутильний момент на відому шестірню 10 приводу мастилопомпи, пов'язану з ведучим валом 11 мастилопомпи. Вал 11 передає крутильний момент ведучій шестірні 12 мастилопомпи і відомій шестірні 15 мастилопомпи ступеня, що відкачує, а також ведучій шестірні 13 мастилопомпи і відомій шестірні 14 мастилопомпи

нагнітаючого ступеня. Зниження числа обертів відбувається в шестернях 3 і 4 і центральній шестірні 5 з сателітами 8.

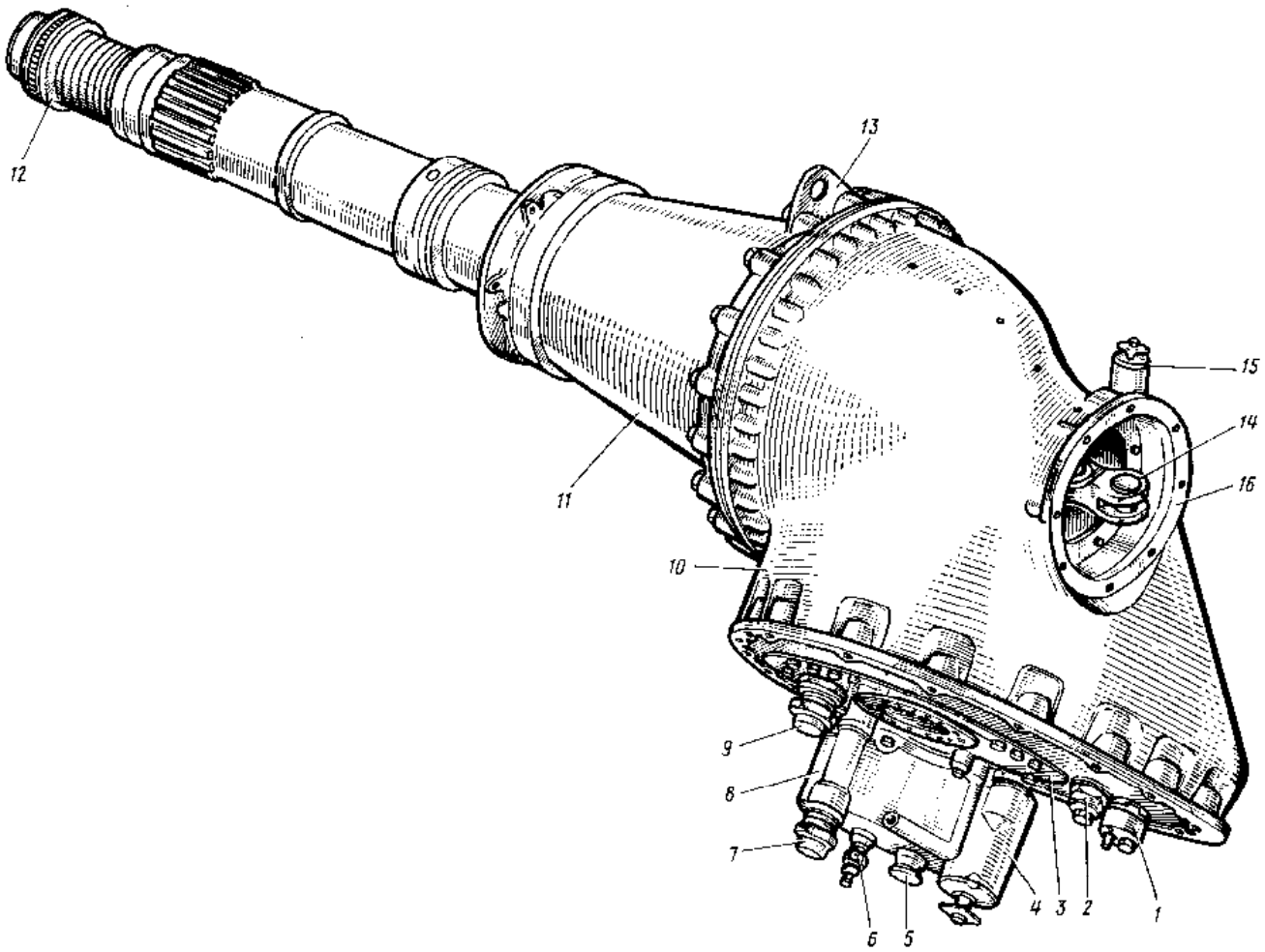


Рис. 16.14. Хвостовий редуктор:

1 – датчик тиску мастила;
2 – сигналізатор тиску;
3 – задня кришка картера;
4 – мастилофільтр;
5 – магнітна пробка;
6 – датчик температури;
7 – штуцер підведення холодного мастила з радіатора в мастиловідстійник;
8 – мастиловідстійник;
9 – штуцер відведення гарячого мастила в радіатор;
10 – картер;
11 – передня кришка картера;
12 – повзун;
13 – вушко для підйому редуктора;
14 – сережка;
15 – заливна горловина;
16 – фланець кріплення гідроприводу

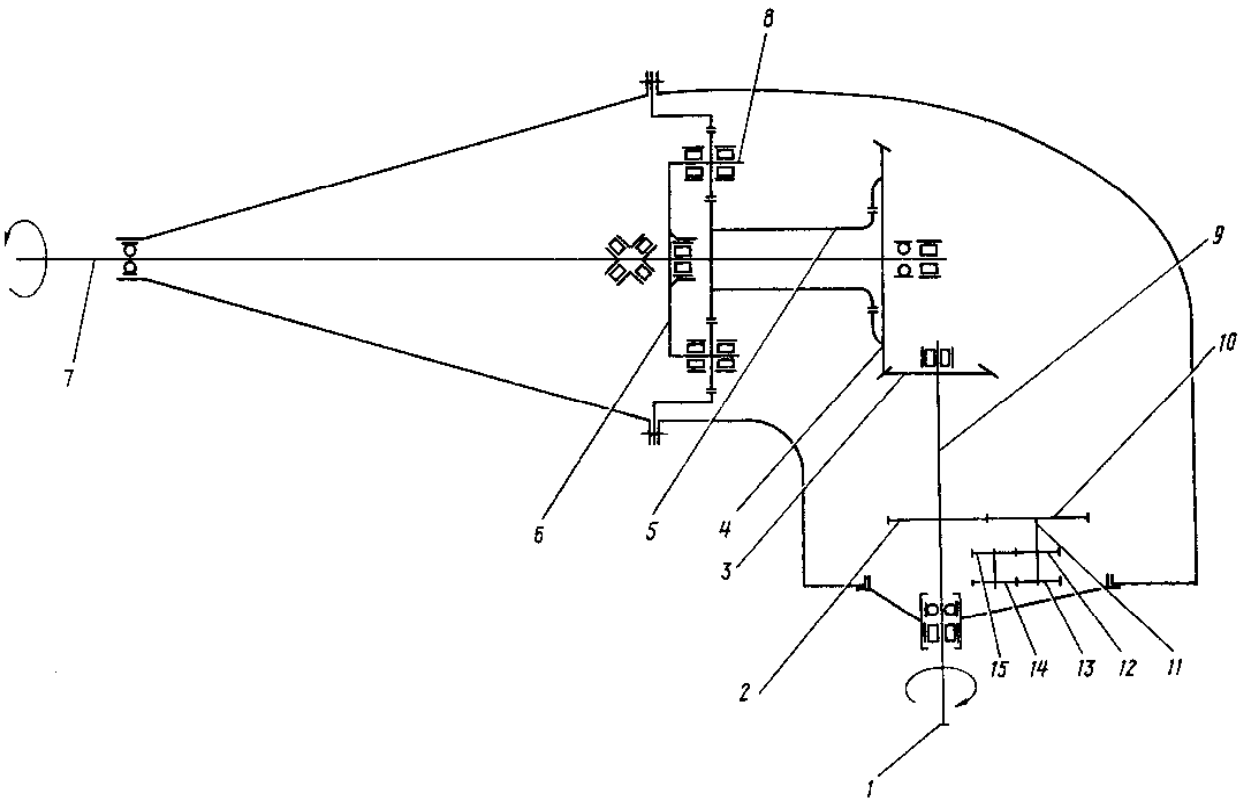


Рис. 16.15. Кінематична схема хвостового редуктора:

1 – фланець ведучої шестірні;
2 – ведуча шестірня приводу мастилопомпи;
3 – ведуча шестірня;
4 – ведена шестірня;
5 – центральна шестірня;
6 – водило;
7 – вал рульового гвинта;
8 – сателіти;
9 – вал ведучої шестірні;
10 – ведена шестірня приводу мастилопомпи;
11 – ведучий вал мастилопомпи;
12 – ведуча шестірня мастилопомпи;
13 – ведуча шестірня мастилопомпи;
14 – ведома шестірня мастилопомпи;
15 – ведома шестірня мастилопомпи

Основні технічні дані хвостового редуктора

Передавальне число 4,848
Номінальна кількість обертів ведучої шестірні .....2684 об/хв
Номінальне число обертів вала рульового гвинта ..... 554 об/хв
Система змащування ..... примусова
Мастилопомпа:
кількість .....1 шт.
тип.....двоступінчатий шестерінчастий

Тиск мастила за нагнітаючими ступенями
на робочих режимах ..... 5 ± 1 кг/см^2
на режимах малого газу ..... не менше 2,0 кг/см^2
Температура мастила ..... не вище 90°С
Вживане мастило ..... Б-ЗВ
Кількість мастила, що заливається ..... 22,5 л
Маса редуктора ..... $342 \pm 6,5$ кг

На рис. 16.16 показано розріз хвостового редуктора.

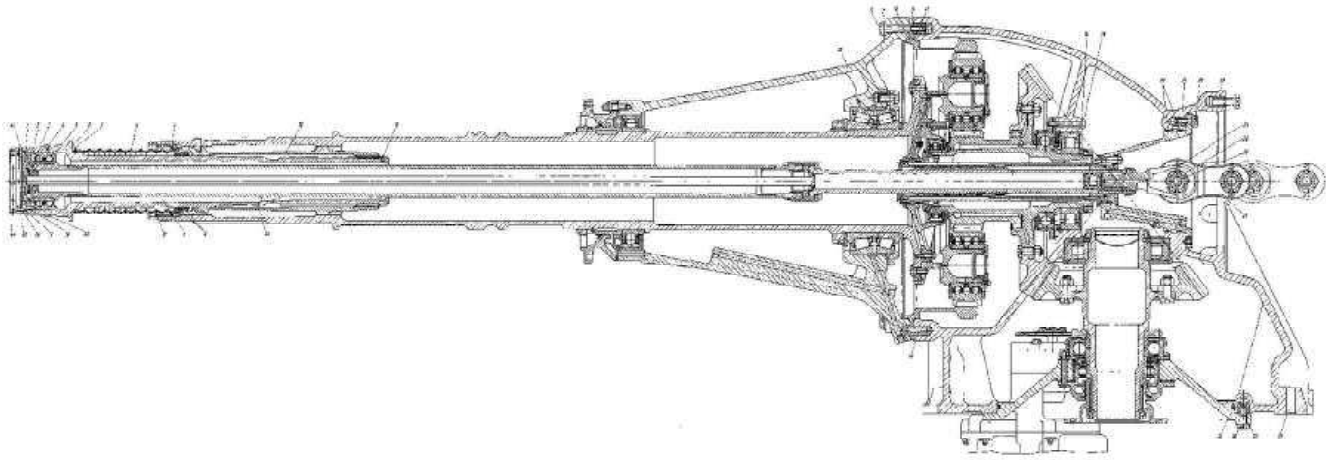


Рис. 16.16. Подовжній розріз хвостового редуктора

16.4.1. Мастилосистема хвостового редуктора

Хвостовий редуктор має примусову систему змащування. Мастилосистема редуктора призначена для змащування підшипників, шестерень, шліцьових з'єднань, а також для охолоджування працюючих вузлів і деталей.

Мастилосистема містить повітряно-мастильний теплообмінник, двоступінчату мастилопомпу, трубопроводи і гнучкі шланги, що з'єднують повітряно-мастильний теплообмінник зі штуцерами картера мастиловідстійника. Мастилосистема хвостового редуктора складається з двох частин. Зовнішня частина мастилосистеми призначена для охолоджування гарячого мастила в повітряно-мастильному теплообміннику. Повітряно-мастильні теплообмінники кріплять на нервюрі № 4 кілі в блоці з повітряно-мастильним теплообмінником проміжного редуктора. Внутрішня частина мастилосистеми (рис. 16.17) призначена для мастила і охолоджування вузлів і деталей редуктора.

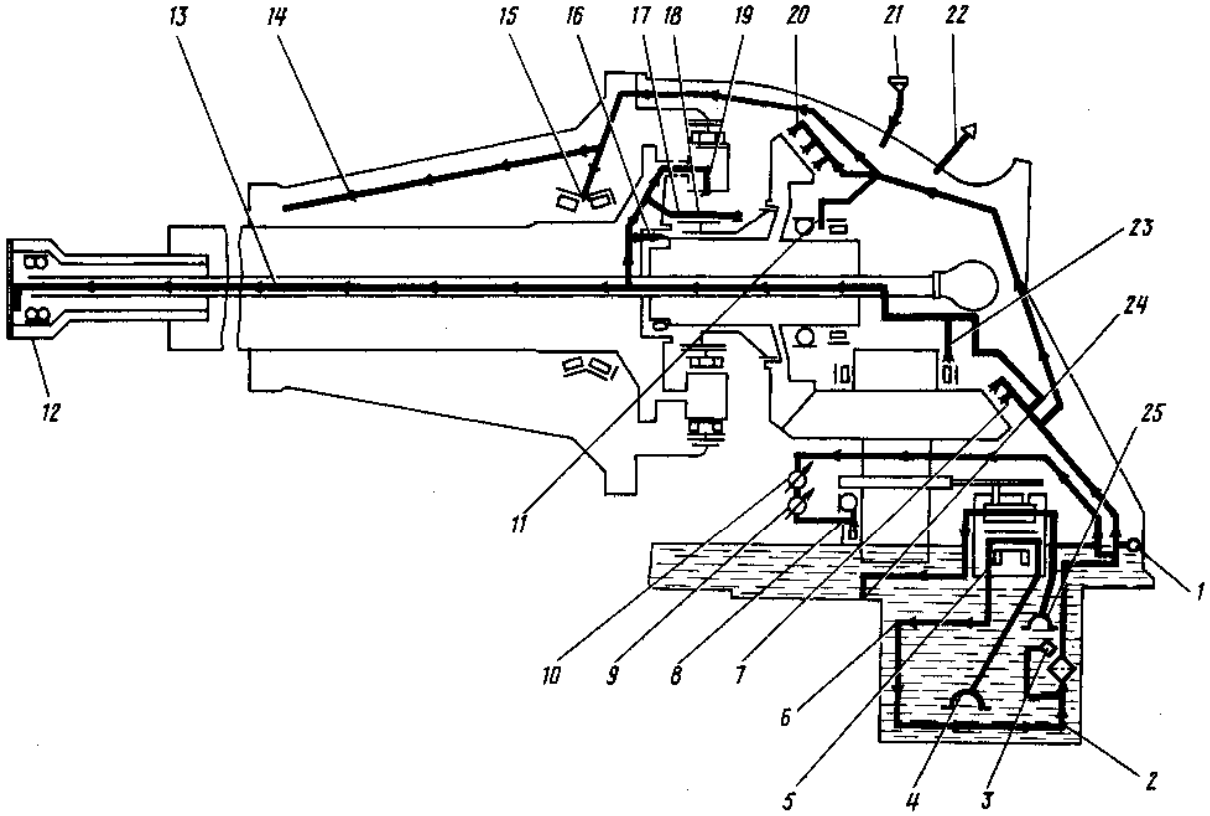


Рис. 16.17. Внутрішня частина мастилосистеми хвостового редуктора:

1 – редукційний клапан;
2 – форсунка d = 1,2 мм;
3 – мастилофільтр;
4 – форсунка d = 1,2 мм;
5 – запобіжний клапан;
6 – форсунка d = 0,8 мм;
7 – забірник холодного мастила;
8 – мастилоканал сателітів;
9 – мастилопомпа;
10 – форсунка d = 0,8 мм;
11 – піддон;
12 – форсунка d = 0,8 мм;
13 – форсунка d = 1,2 мм;
14 – форсунка d = 1,2 мм;
15 – форсунка d = 1 мм;
16 – заливна горловина;
17 – датчик тиску ИМД–8С;
18 – суфляр;
19 – сигналізатор тиску МСТВ-1,7;
20 – форсунка;
21 – форсунка d = 1 мм;
22 – штуцер під'єднання зовнішньої мастилосистеми;
23 – форсунка d = 1 мм;
24 – забірник гарячого мастила
25 – мастилоканал вала рульового гвинта;

16.5. ВАЛИ ТРАНСМІСІЇ – ОПИС І РОБОТА

Вали трансмісії призначені для передачі крутильного моменту від головного редуктора через проміжний редуктор до хвостового редуктора і від головного редуктора до установки вентилятора. Хвостовий вал

кріплять на семи опорах до шпангоутів фюзеляжу і нервюр кільової балки і кіля, вихідних фланців головного, проміжного і хвостового редукторів.

Головні дані хвостового вала трансмісії

Номінальна кількість обертів.....2664 об/хв
Маса хвостового вала (сухого)..... 227 ± 4,5 кг
Змащування ..... мастило ТС для гіпоїдних передач

Хвостовий вал складається з передньої частини, що з'єднує головний редуктор із проміжним редуктором, і похилої частини, що з'єднує проміжний і хвостовий редуктори. Хвостовий вал трансмісії складається з дев'яти труб, з'єднаних між собою через шліцьові муфти фланцями. Кожен фланцевий стик стягнутий шістнадцятьма болтами, за якими відбувається центрування труб. Між фланцем труби і головками болтів ставлять розрізні шайби. Гайки болтів затягують тарувальним ключем з моментом 3,0...3,5 кг·м. Труби хвостового вала виготовлені з матеріалу АК6. Їх спеціально балансують і наносять на торцях маркування. Хвостовий вал має сім опор, на яких його встановлюють на вертольоті. Опори з допомогою перехідних фланців кріплять до шпангоутів № 21а, 25, 30, 40 фюзеляжу, до шпангоута № 5 хвостової балки і нервюри № 8 кіля.

16.5.1. Вали трансмісії – знаходження і усунення несправностей

1. Підтікання мастила з-під шліцьових ущільнень
   1.1. Можливі причини – пошкодження або знос ущільнення.
   1.2. Встановлення несправного елемента.

Підтікання виявляється візуально при оглядах.

2. Перегрів шліцьової муфти
   2.1. Можливі причини:
      1) недостатня кількість мастила;
      2) підвищений злам осі вала.
   2.2. Встановлення несправного елемента.

Перегрів визначається на дотик. Перегрівання – це нагрівання, при якому неможливо тривалий час тримати руку на муфті.

   2.3. Усунення несправності

Перевірити злам осі вала і биття труби вала.

3. Скручування вала
   3.1. Можливі причини – перевищення допустимих експлуатаційних навантажень на вал.
   3.2. Пошук несправного елемента.

Скручування визначають візуально при оглядах за положенням контрольної лінії на трубах вала.

   3.3. Усунення несправності.

При скручуванні вала замінюють трансмісію.

4. Підвищений злам осі або підвищене биття труби вала

4.1. Можливі причини – деформація вала при навантаженнях, що перевищують допустимі.
4.2. Встановлення несправного елемента.
Дефект виявляється за допомогою індикаторного пристосування
4.3. Усунення несправності.
При скручуванні вала замінити трансмісію.
5. Зміщення контрольних рисок на болтах і гайках кріплення ділянок вала
5.1. Можливі причини – послаблення затягування болтового з'єднання.
5.2. Пошук несправного елемента.
Виявляється візуально при оглядах.
5.3. Усунення несправності
Ослаблене болтове з'єднання підтягти до заданого моменту.

16.5.2. Вали трансмісії – технологія обслуговування

Сучасна технологія обслуговування має такі технологічні карти:
1. Мастило шліцьових муфт хвостового вала трансмісії.
2. Відновлення тарованого затягування болтових з'єднань.
3. Демонтаж і монтаж труби хвостового вала.
4. Демонтаж і монтаж опори хвостового вала.
5. Демонтаж і монтаж хвостового вала трансмісії.
6. Огляд хвостового вала трансмісії.
7. Установлення пристосування для вимірювання кутів зламу у фіксованих муфтах.
8. Установлення пристосування для вимірювання кутів зламу в опорних муфтах.
9. Установлення пристосування для вимірювання кутів зламу в пружній муфті.
10. Установлення пристосування для перевірки биття вала трансмісії.
11. Очищення валів трансмісії.

16.6. СИСТЕМА ГАЛЬМУВАННЯ НЕСУЧОГО ГВИНТА – ОПИС І РОБОТА

Система гальмування призначена для прискореної зупинки несучого гвинта після виключення двигунів, а також для гальмування трансмісії під час стоянки вертольота і містить:

- гальмо;
- ручку управління;
- тросову проводку.

Управління гальмом трансмісії здійснюється ручкою, яка зв'язана тросом із важелем гальма. Управління гальмом блокується із системою запуску двигунів, внаслідок чого їх запуск можливий тільки при повністю розгальмованій трансмісії. Ручку управління гальмом несучого гвинта встановлено в кабіні екіпажу з правого боку сидіння борттехніка. Гальмо

несучого гвинта розташовано біля заднього виведення головного редуктора, в місці приєднання хвостового вала.

Для здійснення регулювання і натягнення троса в районі шпангоута № 1Ф центральної частини фюзеляжу встановлено два тандери.

16.6.1. Гальмо – опис і робота

Гальмо (рис. 16.18) складається із супорта, на якому змонтовано дві колодки з важелями, і барабана.

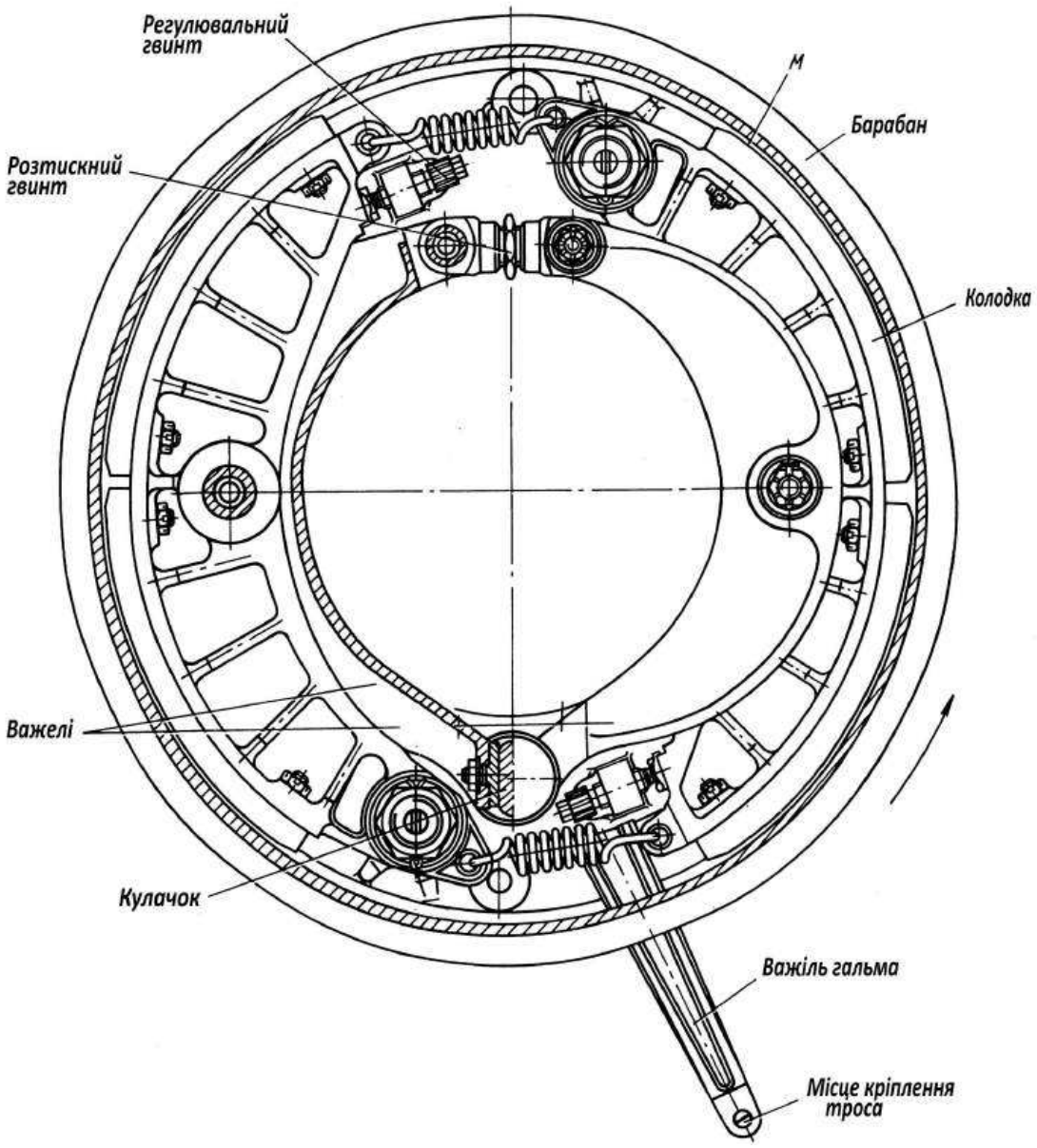


Рис. 16.18. Гальмо несучого гвинта

Супорт виготовлений з магнієвого сплаву МЛ5 і кріпиться до картера головного редуктора в місці приєднання хвостового вала. Гальмо має тип колодки з механічним тросовим управлінням. Барабан 43 гальма виготовлений зі сталі 40ХН2МА і кріпиться на фланці хвостового виведення головного редуктора спільно із хвостовим валом болтами. Барабан має ребра для охолоджування.

Унаслідок додатка сили до важеля починає обертатися з'єднаний з ним за допомогою шліців кулачок, який тисне на важелі, шарнірно з'єднаний з колодками. Колодки при цьому обертаються щодо своїх осей, закріплених у супорті, і після вибірки зазору притискаються своїми фрикційними накладками до барабана, унаслідок чого відбувається гальмування барабана, що обертається. При звільненні важеля гальма колодки гальма і з'єднані з ними важелі під дією пружин повертаються в початкове положення – відбувається розгальмовування.

16.6.2. Гальмо – знаходження і усунення несправностей

Таблиця 16.2

Технологія обслуговування гальма несучого гвинта

№ п/п	Несправність	Можливі причини і засоби виявлення	Засіб усунення
1	Підвищений знос фрикційних накладок гальма	Знос у процесі експлуатації. Виявляється при вимірі зазору між фрикційними накладками і барабаном гальма	Накладки замінити
2	Попадання мастила на гальмівні накладки	Неякісне техобслуговування. Неефективне гальмування	Промити накладки
3	Сліди корозії і пошкодження контрення гайок і болтів кріплення деталей гальма	Неякісне техобслуговування. Виявляється візуально	Контрення замінити. Якщо необхідно, то затягнути гайки
4	Тріщини деталей гальма несучого гвинта. Сліди підгару лакофарбового покриття або мінливість кольору на деталях	Перегрівні та підвищені навантаження на деталі гальма внаслідок інтенсивного гальмування	Дефектні деталі замінити
5	Порушення лакофарбового покриття деталей гальма несучого гвинта	Неякісне техобслуговування і зберігання. Виявляється візуально	Відновити лакофарбове покриття.

16.7. ПРИЛАДИ КОНТРОЛЮ ТРАНСМІСІЇ – ОПИС І РОБОТА

Інформація про роботу агрегатів трансмісії здійснюється покажчиками, датчиками та сигналізаторами. Покажчики і сигнальні

червоні табло розташовані на приладовій дошці борттехніка (рис. 16.19), датчики і приймачі на відповідних редукторах.

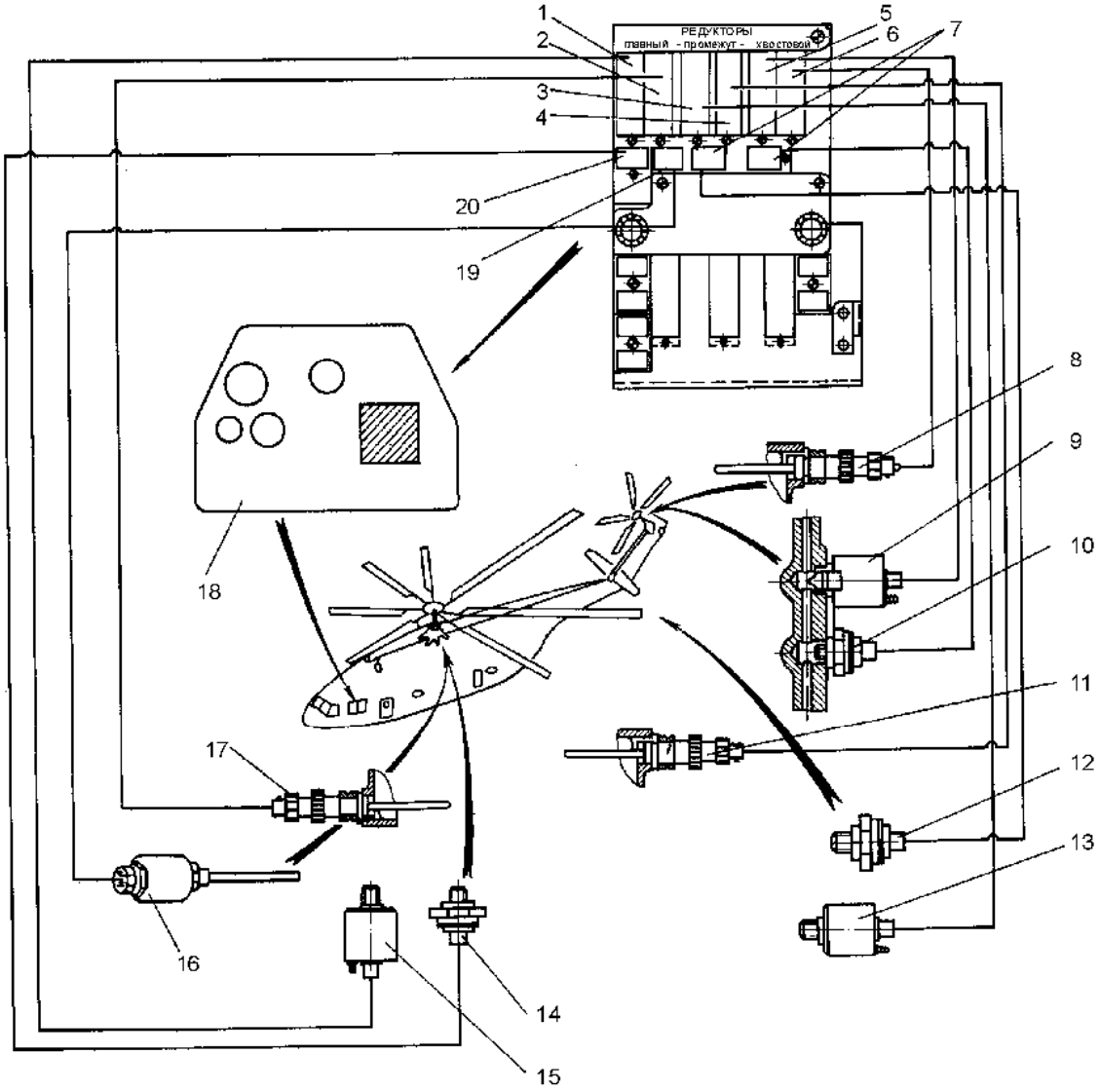


Рис. 16.19. Прилади контролю трансмісії:

1 – індикатор тиску мастила;
2 – індикатор температури мастила;
3 – індикатор тиску мастила;
4 – індикатор температури мастила;
5 – індикатор тиску мастила;
6 – індикатор температури мастила;
7 – табло тиску мастила;
8 – датчик температури мастила;
9 – датчик тиску мастила;
10 – сигналізатор тиску мастила;
11 – датчик температури мастила;
12 – сигналізатор тиску мастила;
13 – датчик тиску мастила;
14 – сигналізатор тиску мастила з мастилорозподілювачем;
15 – датчик тиску мастила з мастилорозподілювачем;
16 – сигналізатор температури мастила;
17 – датчик температури мастила;
18 – приладова дошка борттехніка;
19 – табло температури мастила;
20 – табло тиску мастила

Приймачі температури розташовані на головному, проміжному і хвостовому редукторах. Сигналізатор температури мастила – тільки на головному редукторі.

Датчики тиску і сигналізатори тиску мастила розташовані на проміжному, хвостовому редукторах і у відсіку редуктора в районі шпангоута № 17.

Табло червоного кольору сигналізатора температури мастила головного редуктора розташоване на приладовій дошці борттехніка.

Таким чином, розглянуто структуру третьої частини четвертої книги Керівництва з технічної експлуатації вертольота Мі-26 – Трансмісія вертольота. Автори не претендують на повноту викладення матеріалів про технічне обслуговування трансмісії вертольота в експлуатації і ставили своєю метою ознайомлення з переліком питань, які виносяться у відповідні розділи Керівництва.

Бібліографічний список

1. Авиационные правила, часть 29. Нормы летной годности винтокрылых аппаратов транспортной категории. ЛИИ им. М.М. Громова, 1995.
2. Вертолет Ми-26. Руководство по технической эксплуатации. Кн. IV: Силовая установка. Часть 3: Трансмиссия: – М., 1985. – 366 с.

Розділ 17. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТРАНСМІСІЇ ВЕРТОЛЬОТА ПРИ ПРОЕКТУВАННІ

17.1. ЕЛЕМЕНТИ НАДІЙНОСТІ АВІАЦІЙНОЇ ТЕХНІКИ

У процесі експлуатації авіаційної техніки їх деталі і агрегати піддаються природному зносу, дії навколишньої атмосфери, зазнають фізико-механічних змін. Все це спричиняє зниження надійності і погіршення вихідних параметрів і характеристик літальних апаратів. Ступінь цих змін може досягти таких величин, при яких помітно погіршуються льотні характеристики і не може гарантуватися безпека польотів. У зв'язку з цим для літальних апаратів, двигунів, агрегатів і приладів встановлюють певні терміни служби і ресурси, в межах яких гарантується надійна їх робота і необхідний рівень вихідних параметрів.

Ресурс вертольота. Для авіаційної техніки ресурс є напрацюванням до граничного стану, що обумовлено в технічній документації і наведено в прийнятих для нього одиницях вимірювання (годинник нальоту, роки зберігання, цикли спрацьовування, число пострілів і т.ін.). Ресурс можна уявити собі також як запас безвідмовності виробу, який припускається при проектуванні, підтверджується при виробництві і витрачається при експлуатації. Він є технічним параметром, встановленим виходячи з досвіду експлуатації або на підставі результатів спеціальних випробувань у природних або лабораторних умовах. Відповідно до цього розрізняють призначений і міжремонтний ресурси і гарантійне напрацювання.

Призначений ресурс – напрацювання виробу, досягши якого експлуатація має бути припинена незалежно від стану виробу. Призначається в технічній документації з міркувань безпеки і економічності. Експлуатаційним підприємствам МЦА дозволяється подовжувати ресурс для деяких типів авіаційної техніки в таких межах: вертольотам з ТВаД – до 5 %; вертольотів із поршневими двигунами – до 10 %.

Міжремонтний ресурс – напрацювання виробу між двома послідовними ремонтами. Авіаційну техніку, що виробила ресурс, ремонтують або списують з експлуатації.

Ресурс до першого капітального ремонту – напрацювання від початку експлуатації виробу до першого капітального ремонту.

Аналогічно визначають міжремонтний термін служби, але тривалість надійної роботи виробу в цьому випадку визначають в календарному часі (роках, місяцях).

Напрацювання – тривалість або обсяг роботи виробу, вимірювана в годиннику нальоту, числом посадок, числом пострілів, числом циклів спрацьовування і т.д. Для планерів літака в напрацювання зараховують тільки їх роботу у польоті, а для вертольотів – всю роботу у польоті (100 %) плюс одна п'ята частина (20 %) роботи несучої системи на землі.

Для авіаційних двигунів і повітряних гвинтів напрацювання визначають

як суму всієї роботи у польоті (100 %) плюс одна п'ята частина (20 %) їх роботи на землі. Для бортових систем, перевірку яких на землі проводять в умовах, наближених до польотних, в напрацювання зараховують всю роботу на землі (100 %) – підсумовують з роботою у польоті.

Гарантійне напрацювання – напрацювання виробу, до завершення якого виготовлювач гарантує і забезпечує виконання певних вимог до виробу за умови дотримання споживачем правил експлуатації, зокрема правил зберігання і транспортування. Встановлюється в технічній документації або договорах між виготовлювачем і замовником. Гарантійне напрацювання авіаційної техніки – це техніко-юридичний параметр, про який є домовленість між виготовлювачем і замовником.

Термін гарантії – період, протягом якого виготовлювач гарантує і забезпечує виконання встановлених вимог до виробу за умови дотримання споживачем правил експлуатації, зокрема правил зберігання і транспортування.

Варіанти ресурсу і напрацювання. Для ресурсів авіаційної техніки можуть бути різні варіанти, пов'язані зі встановленням меж її експлуатації і зумовлені такими положеннями. Якщо призначений ресурс і гарантійне напрацювання, що встановлено для даного виду авіаційної техніки, неоднакові, то експлуатація її вирішується в межах призначеного ресурсу.

Якщо призначений ресурс з яких-небудь причин ще не встановлено, то авіаційна техніка експлуатується в межах гарантійного напрацювання, після закінчення якого авіаційну техніку відправляють у капітальний ремонт або на спеціальне обстеження.

Безвідмовність – властивість виробу зберігати працездатність протягом деякого напрацювання без вимушених перерв.

Для виробів, що не ремонтуються або замінюються після першої відмови, а також виробів, для яких з умов безпеки відмови недопустимі, показниками безвідмовності можуть служити, наприклад, «вірогідність безвідмовної роботи», «інтенсивність відмов». Для ремонтованих виробів показниками безвідмовності можуть служити, наприклад, «напрацювання на відмову», «параметр потоку відмов», «вірогідність безвідмовної роботи».

Ремонтопригодність – властивість виробу, що полягає в його пристосованості до попередження, виявлення і усунення відмов і несправностей шляхом проведення технічного обслуговування і ремонтів. Під усуненням відмов мається на увазі відновлення працездатності. Показником ремонтопридатності можуть служити, наприклад, «середній час відновлення», «вірогідність виконання ремонту в заданий час», «середня вартість технічного обслуговування».

Працездатність – стан виробу, при якому воно здатне виконувати задані функції з параметрами, встановленими вимогами технічної

документації. Параметри, що характеризують виконання функцій, обумовлюють експлуатаційні показники виробу.

Довговічність – властивість виробу зберігати працездатність до граничного стану з необхідними перервами для технічного обслуговування і ремонтів. «Граничний стан» виробу визначається неможливістю його подальшої експлуатації, або обумовленим зниженням ефективності, або вимогами безпеки і відображаються в технічній документації. Показником довговічності можуть служити, наприклад, «ресурс», «термін служби».

Збережність – властивість виробу зберігати обумовлені експлуатаційні показники протягом зберігання і після терміну зберігання і транспортування, встановленого в технічній документації. Показником збережності може служити, наприклад, «середній термін збережності» та ін.

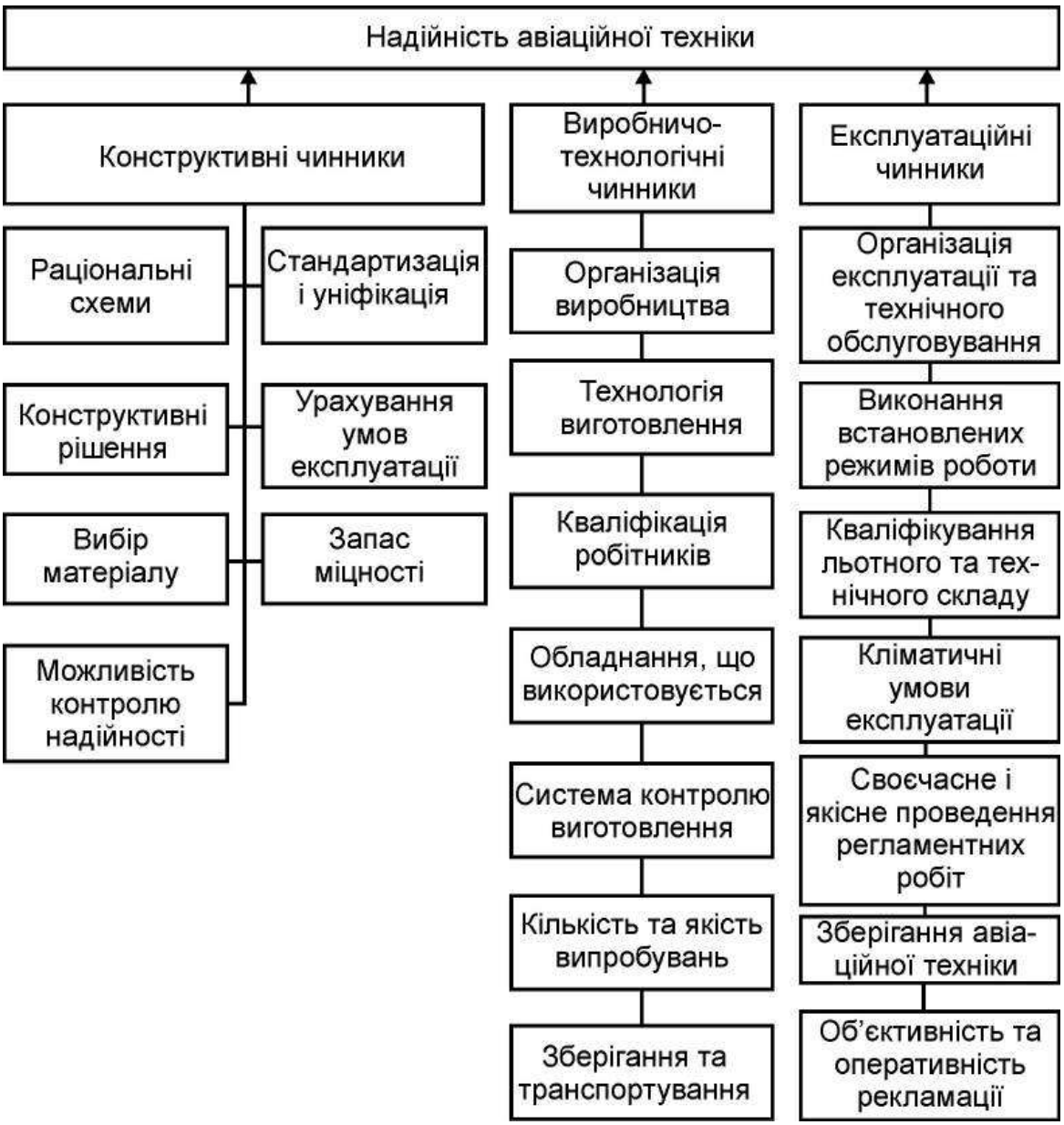


Рис. 17.1. Чинники, що визначають надійність авіаційної техніки

17.1.1. Конструктивні чинники, що впливають на надійність

До них відносяться:
– вибір елементів конструкції згідно як з режимами і умовами їх експлуатації, так і з умовами експлуатації всієї системи;
– структура конструкції – число і спосіб з'єднання елементів між собою;
– взаємозамінність і замінюваність окремих систем і елементів;
– захищеність конструкції від впливу різного роду випадкових дій атмосфери та ін.;
– доступність конструкції для контролю працездатності, оглядів, регулювань і ремонту;
– зручність керування бортовими системами як у польоті, так і на землі при контролі працездатності та пошуку елементів, що відмовили.

17.1.2. Виробничі чинники, що впливають на надійність

До них відносяться:
– якість уживаних матеріалів;
– досконалість технології виготовлення;
– досконалість випробування виробу.

17.1.3. Забезпечення заданих вимог до надійності

Роботи щодо забезпечення заданих вимог до надійності систем і безпеки польоту при проектуванні полягають у такому.

Стадія технічної пропозиції. Визначають головні характеристики, зовнішність і перелік функціональних систем вертольота. Для кожної функціональної системи встановлюють перелік виконуваних функцій, виходячи з якого визначають всі можливі функціональні відмови систем. Для кожної функціональної відмови системи виявляють можливі наслідки для вертольота (логічним аналізом, розрахунками або моделюванням) і для кожного наслідку, що викликається функціональною відмовою, встановлюють ступінь його небезпеки щодо класифікації відповідно до Авіаційних правил.

Залежно від ступеня небезпеки відмови встановлюють допустиму вірогідність його появи, а конструктору задають вимоги до забезпечення необхідної безвідмовності системи шляхом введення резервування або захисних пристроїв, що зменшують ступінь небезпеки функціональної відмови.

На основі переліку функцій, що виконуються кожною функціональною системою, ступеня небезпеки функціональних відмов, вимог до резервування і установлення захисних пристроїв створюється принципова схема системи, яка має давати повне уявлення про склад агрегатів системи, принцип їх дії, питання керування і передачі екіпажу інформації про працездатність або технічний стан системи.

Стадія ескізного проектування. Після створення принципової схеми функціональної системи проводять аналіз надійності системи і впливу її

відмов на створення особливих ситуацій і регулярність польоту вертольота.

У завдання аналізу входить уточнення переліку функціональних відмов, їх наслідків і ступеня небезпеки, контрольних рівнів їх допустимої вірогідності, а також установлення логічного зв'язку між ними і видами відмов агрегатів, визначення вірогідності виникнення функціональної відмови через ймовірність відмов агрегатів системи. Одночасно визначають обсяг інформації про відмову, необхідної екіпажу, і порядок дій екіпажу, що парирують вплив відмови на продовження польоту.

На основі аналізу надійності системи контролюють виконання вимог до вірогідності виникнення особливих ситуацій і регулярності польоту (визначають відповідність контрольним рівням безвідмовності систем), у разі їх невиконання проводять відповідні зміни принципової схеми системи.

На основі аналізу надійності окремих функціональних систем проводять аналіз надійності вертольота загалом, що відображає взаємодію систем і вплив відмов одних систем на працездатність інших. Оцінюють вірогідність виникнення особливих ситуацій через відмови декількох функціональних систем і проводять остаточний контроль виконання вимог до забезпечення безпеки і регулярності польоту вертольота.

Стадія робочого проектування. Аналіз надійності коректують з урахуванням всіх змін у схемах функціональних систем і конструкціях агрегатів з урахуванням особливостей компонування їх на вертольоті.

Наслідки функціональних відмов уточнюють на підставі розрахунків, моделювання, стендових і льотних випробувань з урахуванням допустимого діапазону очікуваних умов експлуатації.

На підставі аналізу надійності розробляють такі документи:

– перелік потенційно можливих функціональних відмов;
– доказову документацію при підготовці до сертифікації вертольота;
– перелік особливих ситуацій у польоті для внесення до керівництва щодо льотної експлуатації;
– перелік відмов для імітації на тренажерах при підготовці льотного складу;
– головні принципи і методи технічного обслуговування вертольота.

Одним із показників, що визначають надійність агрегатів вертольота, є їх втомна міцність (втомна довговічність). Тому надійність агрегатів в експлуатаційних умовах значною мірою залежить від втомної міцності їх деталей. Випробування на втому і спостереження за поведінкою деталі в робочих умовах виявили вплив форми, розмірів, стану поверхневих шарів матеріалу на міцність і довговічність деталей.

До теперішнього часу намітилися реальні шляхи підвищення втомної міцності й подовження терміну служби деталей шляхом втілення в життя конструктивних, технологічних, металургійних, експлуатаційних і профілактичних заходів.

Конструктивні заходи зводяться до надання деталям форми, яка

сприяє раціональному, якомога більш рівномірному розподілу внутрішніх сил.

Найбільш поширеними заходами щодо підвищення втомної міцності деталей, які використовуються конструктором при їх конструюванні, є такі:

– збільшення площі небезпечного перерізу і зміна його геометрії;
– зменшення концентрації напруження;
– зміна жорсткості.

До технологічних заходів відносяться: ретельне оброблення поверхонь деталей; протикорозійне покриття; створення в деталях залишкового напруження, яке, підсумовуючись із робочим напруженням, забезпечувало б сприятливі умови роботи деталі (розвантаження більш напружених і навантаження менш напружених частин конструкції).

Металургійні заходи зводяться до найбільш вдалого вибору матеріалу і встановлення оптимального режиму термічної обробки, а також до боротьби з появою усадкових раковин і тріщин, газових пузирів і включень. Сюди ж може бути віднесена цементація, азотування і ціанування поверхневих шарів матеріалу.

До експлуатаційних заходів мають бути віднесені заходи захисту деталей від корозії (забарвлення, змащування); оберігання напружених і відповідальних деталей від пошкодження (подряпини, забоїни при збиранні і розбиранні, стирання); запобігання забрудненню робочих поверхонь і пов'язаних із цим явищ збільшення зносу, задирів і т.п.

17.2. ЗАГАЛЬНІ ВІДОМОСТІ ПРО ТРАНСМІСІЮ

Трансмісія вертольота є сукупністю агрегатів, які передають потужність від двигунів до несучого і рульового гвинтів і допоміжних агрегатів. Трансмісії одногвинтових вертольотів з двома газотурбінними двигунами дуже близькі за конструктивним виконанням і містять такі головні агрегати:

– головний редуктор;
– проміжний редуктор;
– хвостовий редуктор;
– хвостовий вал;
– вал приводу вентилятора;
– муфту вільного ходу;
– шліцьові муфти;
– гальмо несучого гвинта;
– раму головного редуктора.

Головний редуктор підсумовує потужність двигунів і розподіляє її на несучий гвинт і приводи рульового гвинта, вентилятора, насосів гідросистем, компресора повітряної системи, генераторів та інших агрегатів, забезпечуючи їх оптимальні частоти обертання.

Проміжний редуктор призначений для зміни напряму осі хвостового вала з метою забезпечення розташування осей хвостового редуктора і рульового гвинта ближче до площини обертання несучого гвинта.

Хвостовий редуктор служить для зміни напряму осі кінцевої частини хвостового вала на кут 90°, зменшення частоти обертання відомого вала редуктора, а також для кріплення на цьому валу втулки рульового гвинта.

За допомогою хвостового вала здійснюється передача крутильного моменту від головного редуктора до рульового гвинта.

Вал приводу вентилятора передає крутильний момент від головного редуктора до робочого колеса вентилятора.

Муфта вільного ходу призначена для передачі крутильного моменту від вільної турбіни двигуна до головного редуктора і для автоматичного від'єднання вала вільної турбіни від головного редуктора у разі відмови двигуна. Це створює сприятливі умови для продовження польоту при одному працюючому двигуні, а також для польоту на режимі самообертання несучого гвинта при відмові обох двигунів. Крім того, стає можливим роздільне, почергове випробування двигунів на землі.

Шліцьові муфти хвостового вала забезпечують взаємний перекіс і подовжній зсув (у певних межах) окремих ділянок вала. Це виключає їх навантаження згинальними моментами і подовжніми силами, які можуть виникати через деформації у польоті хвостової і кінцевої балок, неточностей в довжинах окремих ділянок вала і відстаней між його опорами, різниці температурних подовжень вала, хвостової та кінцевої балок.

Гальмо несучого гвинта призначене для скорочення часу зупинки трансмісії після виключення двигунів на землі, виключення можливості розкручування несучого гвинта вітром на стоянці, гальмування трансмісії при проведенні монтажних і регламентних робіт.

Рама головного редуктора служить для кріплення його до флюзеляжу.

Трансмісія в цілому і окремі її елементи не повинні мати коливань, небезпечних для міцності, у всьому діапазоні дозволених експлуатаційних частот обертання і режимів роботи двигунів. Необхідно, щоб критичні значення частот обертання трансмісійних валів не менше ніж на 20 % перевищували максимально можливі в експлуатації. Для контролю вібраційних характеристик опор трансмісійних валів і редукторів, а також стану муфт, інших вузлів і агрегатів має бути передбачено можливість періодичного установлення контрольних приладів, перевірки неспіввісної окремих ділянок трансмісії, раннього виявлення несправностей, наприклад за наявності металевої стружки в мастилі.

Розглянемо вплив різних **конструктивних рішень** на втомну міцність елементів трансмісії вертольота.

17.2.1. Вали і осі

Збільшення площі небезпечного перерізу дозволяє підвищити втомну міцність деталі, але приводить до збільшення маси деталі. Наприклад, вал, що працює в умовах динамічних навантажень, ослабляється отвором

для підведення мастила до підшипників. У цьому випадку для посилення вала внутрішнє його розточування доводиться виконувати фасонним зі збільшенням площі перерізу в місцях розташування отворів, незважаючи на те, що цей захід ускладнює виготовлення вала і призводить до збільшення маси.

Втомна міцність осей і валів зменшується, якщо на них напресовані втулки, кільця підшипників, маточини. Наявність посадки знижує втомну міцність вала з напресованою деталлю порівняно з втомною міцністю вільного вала. Це пояснюється трьома причинами:

– концентрацією напруження внаслідок посадки;
– контактним тертям між зв'язаними з натягом деталями, що виникають при змінному напруженні;
– впливом корозії.

Контактне тертя при змінному напруженні призводить до зносу посадкової поверхні вала, внаслідок чого голі ділянки металу можуть піддатися дії вологи і хімічно активних речовин. Причиною значного зниження втомної міцності можуть служити задирки на поверхні вала, що виникають при запресовуванні втулок у холодному стані.

При конструюванні валів, що працюють на кручення і вигин, потрібно враховувати, що головними концентраторами напруження є галтелі, шліци, краї деталей, напресованих на вали (втулки, кільця підшипників і т. п.) і отвори.

На рис. 17.2, *а* показано три форми вирізу на поверхні вала. Всі вирізи мають однакові глибину t і вхідний радіус r, а радіус R, що виходить, – різний. Місцеве напруження біля валів з подібними формами вирізів має незначну відмінність.

Головним чинником, від якого залежить величина напруження в околицях галтелі, є радіус r закруглення. Зі збільшенням радіуса закруглення концентрація напруження значною мірою зменшується. Проте в окремих конструкціях неможливо збільшити радіус закруглення. Так, на рис. 17.2, *б* показано вал, радіус галтелі якого збільшений за рахунок кільця *А.* За відсутності ж такого кільця довелося б зробити радіус r галтелі менше радіуса r_1 на частині торця кільця підшипника.

На рис. 17.2, ***в*** показано спосіб зменшення концентрації напруження шляхом виконання закруглення, що входить у виступ вала (галтель з піднутренням).

На рис. 17.2, *г* показано плавний перехід від меншого діаметра до більшого. Подібного роду з'єднання двох частин вала майже повністю усувають концентрацію напруження, але часто вони конструктивно не можуть здійснитися, оскільки в цьому випадку довжина перехідної ділянки ***с*** виходить великою.

Позитивний результат дає перехід з поступовим зменшенням радіуса кривини галтелі (еліптична галтель). На рис. 17.2, *д* вказані оптимальні співвідношення між напівосями еліпса, що утворюється, і розмірами вала.

Якщо з конструктивних міркувань розмір ***n*** має бути якомога меншим (n<0,1d), то застосовують звичайну кругову галтель, оскільки практично важко надати закругленню бажану форму на довжині, меншої 0,1d. Якщо перехід настільки плавний, що n>d, то практично при будь-якій формі кривої, яка створює галтель, можна вважати, що концентрація напруження відсутня.

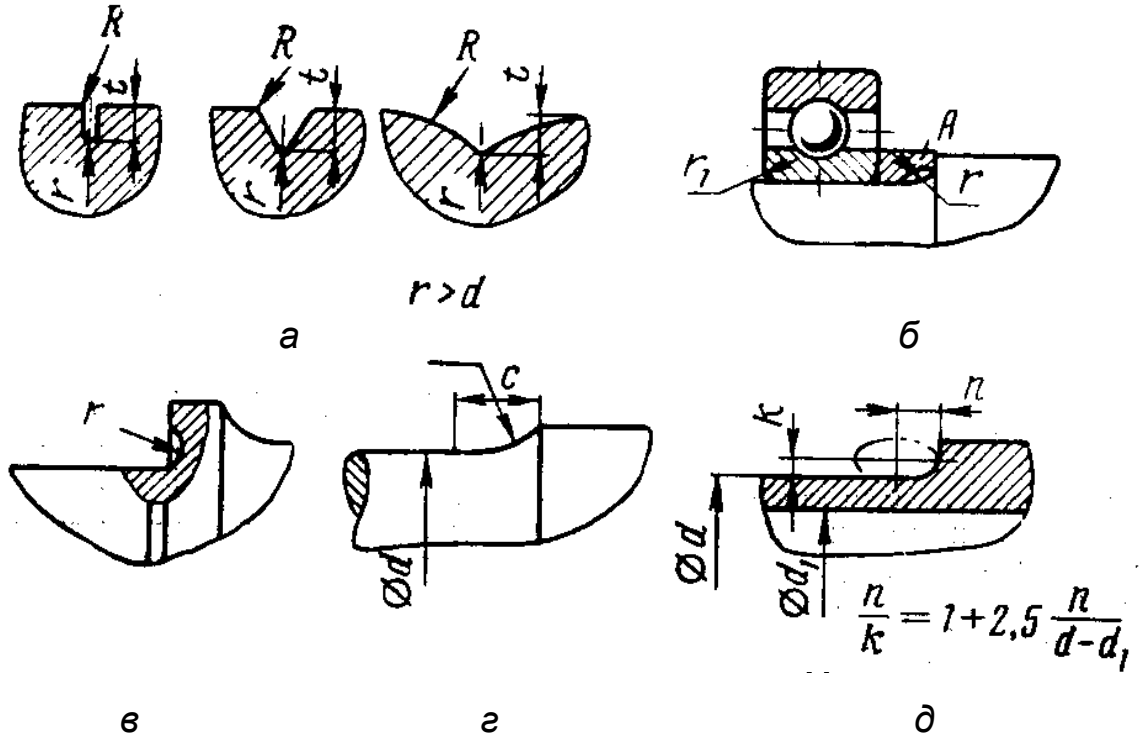


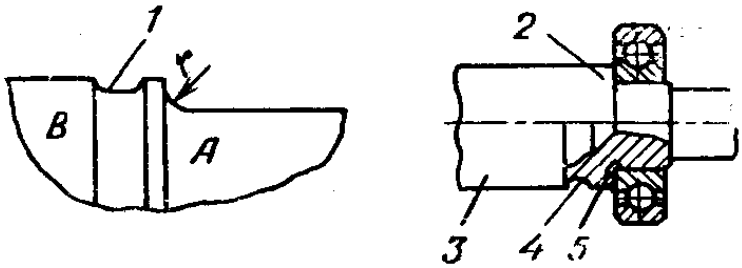
Рис. 17.2. Способи зменшення концентрації напруження при зміні діаметра вала:

а – вплив форми вирізу на місцеве напруження;
б – проміжне кільце *А* для збільшення радіуса галтелі; *в* – галтель із піднутренням; *г* – галтель із великим радіусом закруглення;
д – еліптична галтель на порожнистому вала; t – глибина вирізу;
r – вхідний радіус; R – вихідний радіус; r_1 – радіус закруглення кільця підшипника; c – довжина перехідної ділянки; d – зовнішній діаметр вала; d_1 – внутрішній діаметр вала; n і k – напівосі еліпса

Невеликі переваги еліптичної галтелі й технологічні труднощі при її виконанні змушують застосовувати такий перехід тільки в особливо відповідальних конструкціях.

У місцях різкої зміни жорсткості елементів конструкції виникає найбільше напруження. Так, наприклад, частина вала А менш жорстка, чим частина В (рис. 17.3, *а).* Зменшення жорсткої частини В, а отже, і деякого вирівнювання напруження можна досягти шляхом виконання розвантажуючих канавок 1. До розвантажуючих канавок вдаються у тому випадку, коли з конструктивних міркувань неможливо достатньою мірою збільшити радіус галтелі р.

На рис. 17.3, б показані звичайна конструкція вала в місці посадки на нього підшипника і поліпшена конструкція із застосуванням галтелі із піднутренням 5 і розвантажуючою канавкою *4.*



а *б*

Рис. 17.3. Способи зменшення концентрації напруження в місцях різкої зміни жорсткості елементів конструкції:

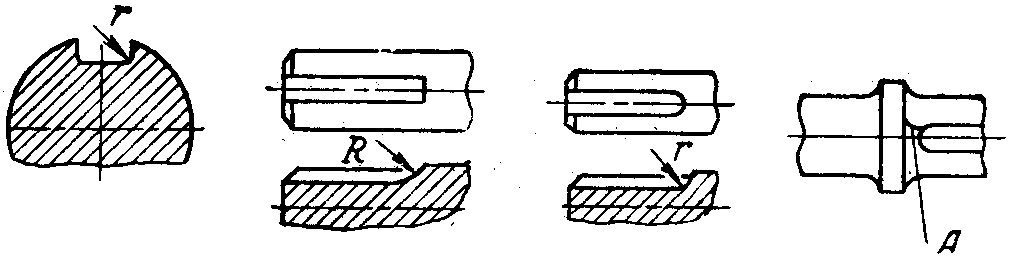
а – зменшення місцевого напруження за допомогою розвантажуючої канавки; 1 – розвантажуюча канавка; r – радіус галтелі;
б – звичайна (2) конструкція вала в місці напресовування підшипника і поліпшена (3) конструкція (галтель із піднутренням 5 і розвантажуючою канавкою *4)*

Втомна міцність валів із галтелями підвищується шляхом обдування дробом або обкатки галтелі роликами. Міцність при обдуванні дробом іноді збільшується навіть у тому випадку, якщо форми і розміри концентратора не дозволяють дробу проникнути вглиб канавки.

Поліпшений результат може дати шліфування обкатаних або оброблених дробом деталей у випадку, якщо шар, що знімається при шліфуванні, дуже малий.

На рис. 17.4, *а* показано переріз вала з канавкою шпони. Місцеве напруження великою мірою залежить від величини радіуса закруглення r.

Для валів, що працюють при змінному напруженні, вхідні кути канавки шпони необхідно закругляти.



а *б* *в* *г*

Рис. 17.4. Способи зменшення концентрації напруження за наявності канавки шпони на валу:

а – канавка шпони на валу;
б – канавка шпони, отримана шляхом подовжнього фрезерування;
в – канавка шпони, отримана фрезеруванням фрезою торця;
г – невдале поєднання канавки шпони і галтелі; r – вхідний радіус;
R – радіус фрези; А – втомна тріщина

Канавку (див. рис. 17.4, *б)* шпони, отриману шляхом подовжнього фрезерування (фреза радіуса R*)* з погляду розподілу напруження, слід вважати раціональнішою, ніж канавку (див. рис. 17.4, *в*), отриману шляхом фрезерування фрезою торця (вхідний радіус г).

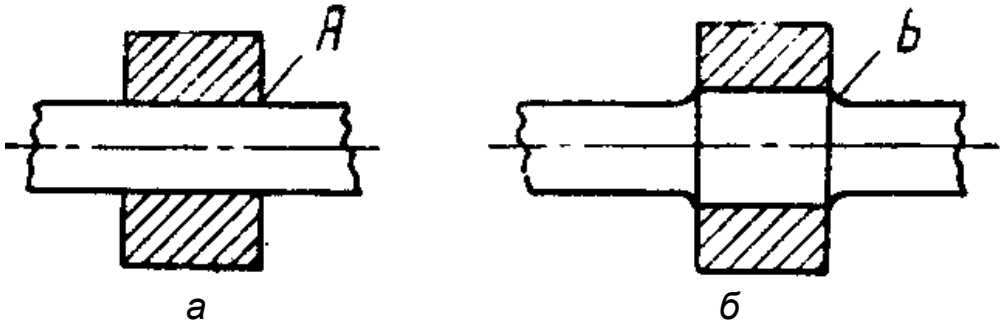


Рис. 17.5. Способи зменшення контактного напруження:
а – вал і напресована на нього втулка; *б* – потовщення вала в місці посадки на нього втулки

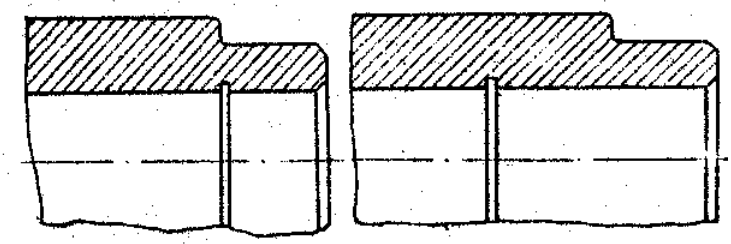


Рис. 17.6. Рознесення концентраторів напруження

Біля кутів А втулок, посаджених на вал (рис. 17.5, а), виникає концентрація напруження. Крім того, при повторних вигинах вала відбувається стирання кутами втулки поверхні вала. Все це може бути причиною зародження втомних тріщин. Для усунення стирання і збільшення міцності вала треба в місці напресування декілька збільшити його діаметр (див. рис. 17.5, б*).* Проте необхідно пам'ятати, що в переходах (точках *б)* у свою чергу виникне місцеве напруження.

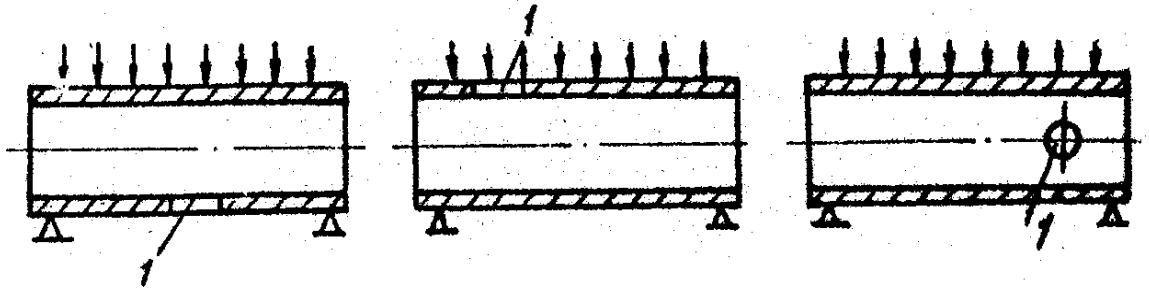


Рис. 17.7. Варіанти розміщення отвору для змащування (1)

Незважаючи на те, що матеріал порожнистих валів і осей біля внутрішніх поверхонь навантажений менш інтенсивно, ніж у зовнішніх, внутрішні поверхні також необхідно піддавати ретельному обробленню і

зміцненню, щоб уникнути виникнення коло них втомних тріщин.

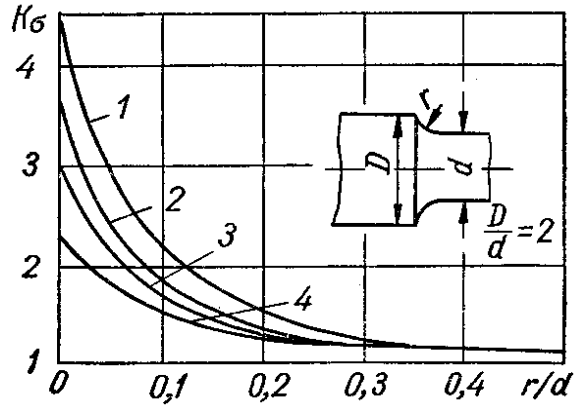


Рис. 17.8. Залежність коефіцієнта концентрації напруження від геометричних параметрів вала:
1 – $\sigma_в$ = 1200 МПа; 2 – $\sigma_в$ = 1000 МПа; 3 – $\sigma_в$ = 800 МПа; 4 – $\sigma_в$ = 600 МПа

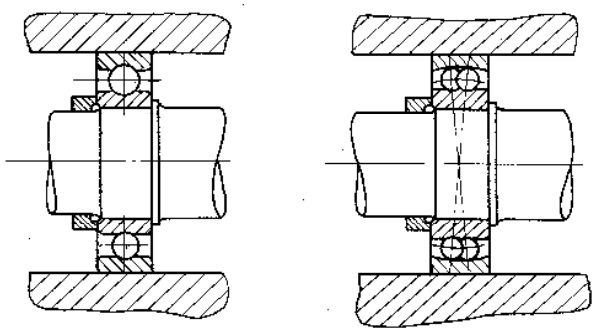


Рис. 17.9. Одне з конструктивних рішень щодо зниження навантажень на вал у зоні опори

Істотно зменшують втомну міцність задирки, які виникають при напресуванні кілець підшипників на вали і монтажі болтових з'єднань. Хороший результат дає попередня обкатка роликами вала в місці запресувань і застосуванні спеціальної пасти, що виключає задири при монтажі підшипників і болтових з'єднань.

17.2.2. Цапфи

У процесі випробувань руйнування цапфи вала почалося в місці посадки поводка керування, з'єднаного тягою з автоматом перекосу. Розповсюдження тріщини відбувалося по гвинтовій лінії (по гладкій поверхні), на якій має місце значний наклеп і корозія тертя (фретинг-корозія) у вигляді порошкоподібного окислу металу. Крім того, на ділянці найбільшої корозії спостерігається руйнування матеріалу. Утворення фретинг-корозії стало головною причиною зниження втомної міцності цапфи вала.

17.2.3. Карданний механізм

Руйнування вилки кардана при випробуваннях відбулося по конусній частині і почалося від отвору. Руйнування має втомний характер. Початок

виникнення втомної тріщини збігається з місцем переходу циліндричної частини отвору, що не округляє, в конічну. Причиною ще одного руйнування вилки кардана є неякісне механічне оброблення внутрішньої її поверхні.

17.2.4. Шліцьове з'єднання

Шліцьове з'єднання є більш раціональним порівняно зі шпоною і має застосовуватися у всіх відповідальних з'єднаннях. Форма шліців впливає на міцність шліцьового з'єднання.

Найбільше зростання місцевого напруження має місце при прямокутних шліцах. Головною причиною такого різкого підвищення місцевого напруження є малий радіус переходу в западинах шліців. Удвічі меншу концентрацію напруження має шліцьове з'єднання, шліци якого виконані евольвентними з кутом зачеплення α=30°, і западини, обкреслені за радіусом (рис. 17.10).

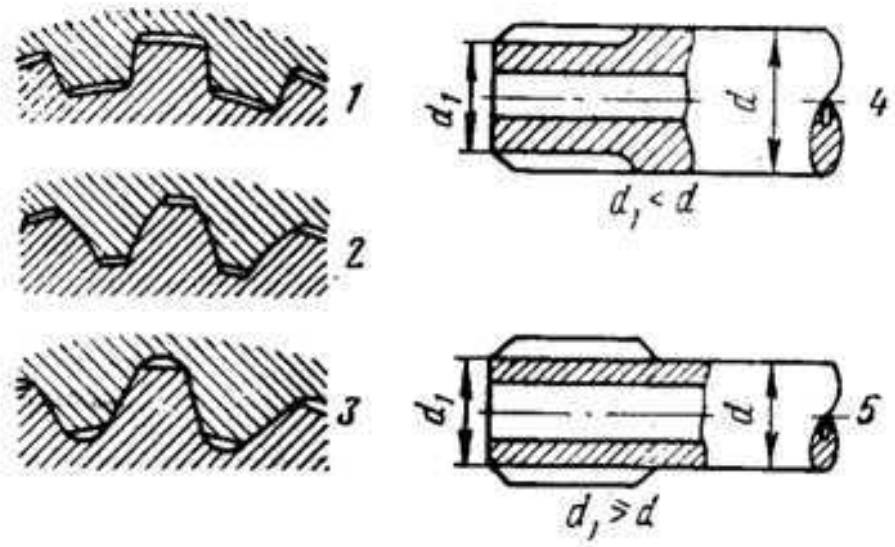


Рис. 17.10. Способи зменшення концентрації напруження в шліцьових з'єднаннях:
а – форма шліців: 1 – прямокутні шліци; *2* – шліци з кутом зачеплення α=20° і малим радіусом переходу в западинах; 3 – шліци з кутом зачеплення α=30 °і западиною, окресленою за радіусом;
б – перехід від шліців до вала: 4 – діаметр западин шліців менше діаметра вала(d_1<d); 5 – діаметр западин шліців, який дорівнює діаметру вала або більше нього (d_1>d).

Випробування на втому показали, що вал (див. рис. 17.10, б), діаметр западин шліців якого менше діаметра вала, менш готується, чим вал, діаметр западин шліців якого дорівнює діаметру вала або більше нього. Це пояснюється тим, що в другому випадку майже відсутня концентрація напруження в місці переходу від шліців до вала. За умови правильного

вибору розмірів d і d_1 забезпечується равноміцність вала в перерізах, близьких до шліців і віддалених від них.

Руйнування шліцьового з'єднання може відбутися від наклепу. Наявність наклепу на шліцах свідчить або про нераціональне конструктивне рішення при проектуванні, або про низьку якість виготовлення і монтажу в процесі виробництва шліцьового з'єднання, що призводить до нерівномірного розподілу навантаження на шліцах.

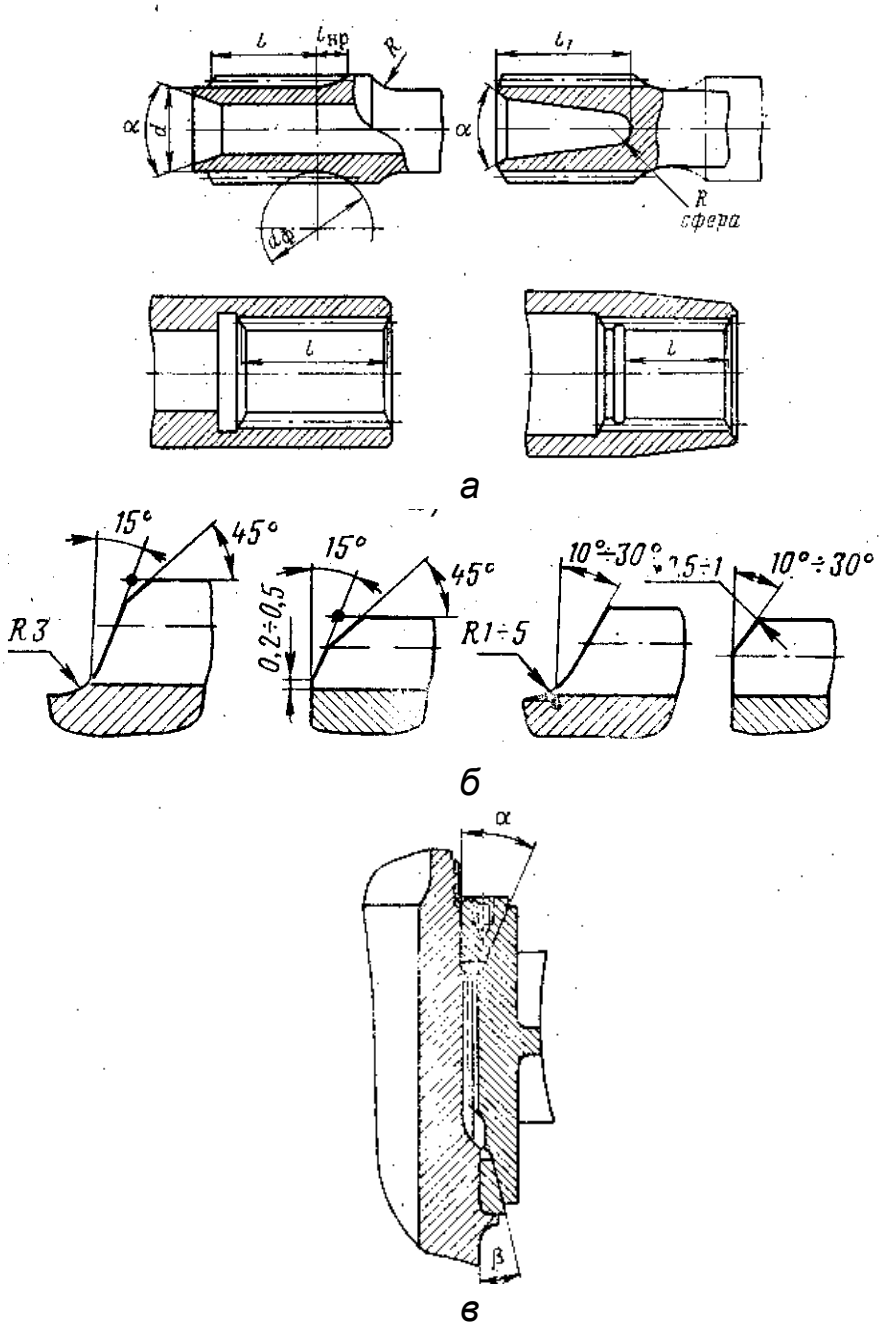


Рис. 17.11. Конструкція шліцьових з'єднань:
а – шліцьові ділянки деталі: робоча довжина шліців, глибина розточування вала, неробоча частина шліців, діаметр фрези;
б – рекомендовані форми країв шліців; в – центрування деталей по двох конічних поверхнях

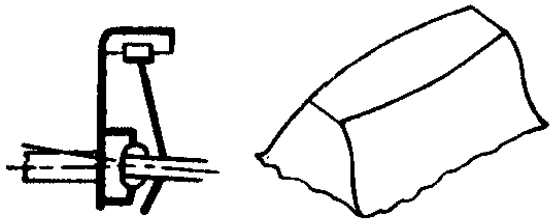


Рис. 17.12. Передача крутильного моменту за допомогою евольвентних шліців, що працюють в умовах перекосу осей валів трансмісії

17.2.5. Різьбові з'єднання

Міцність різьблення залежить від рівномірності розподілу зусиль між витками різьблення

На розподіл навантаження по витках різьблення впливають форма і висота гайки. При стандартній конструкції гайки нижні витки найбільш навантажені. Зразковий розподіл навантаження по витках гайки показано на рис. 17.13. Збільшення висоти гайки істотно не впливає на навантаження нижніх витків, причому в цьому випадку верхні витки навантажені незначно.

На рис. 17.14 і 17.15 показані форми гайок, що забезпечують більш рівномірний розподіл навантаження на витки різьблення

Для того, щоб зменшити навантаження на нижній виток, застосовують гайки із втопленим різьбленням. У такій конструкції забезпечується деяка додаткова податливість нижнього витка.

До зменшення навантаження на нижні витки приводить і конічне зенкування різьблення.

У ряді відповідальних з'єднань відмовляються від стандартів і нормалей на гайки. Так, наприклад, можна зробити навантаження по витках більш рівномірним, якщо перейти від звичайної стислої гайки до розтягнутої або розтягнуто-стислої (див. рис. 17.15).

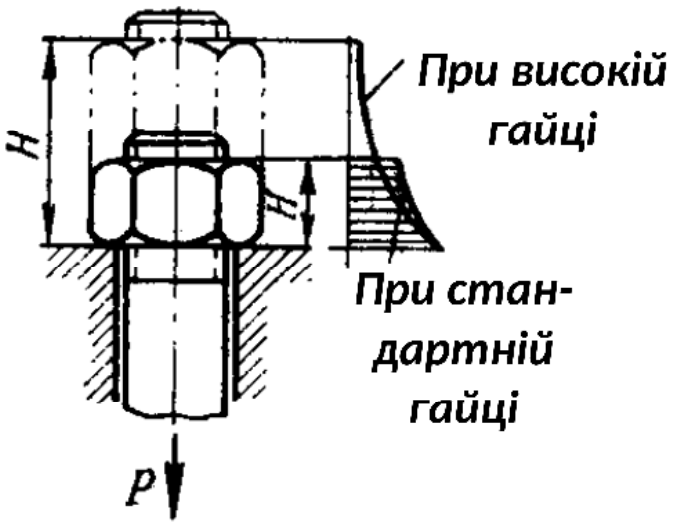
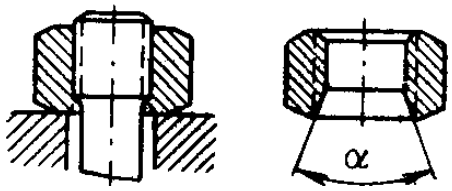


Рис. 17.13. Вплив висоти гайки H на розподіл навантаження по витках

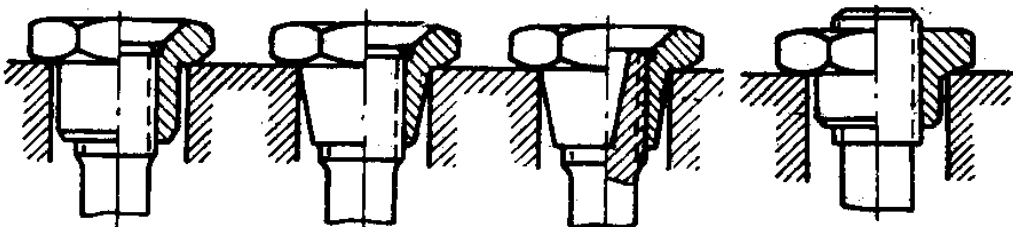


а б

Рис. 17.14. Способи зменшення концентрації напруження в різьбових з'єднаннях: форми гайок, що забезпечують більш рівномірний розподіл навантаження на витки різьблення: а – гайка із втопленим різьбленням; б – гайка з конічним зенкуванням різі; α – кут зенкування

Розтягнута гайка забезпечує кращий розподіл по витках різьблення, чим стисла. Введення конусів на гайці або одночасно на гайці на кінці болта сприяє подальшому підвищенню втомної довговічності з'єднання. Остання конструкція забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження, проте вона технологічно складніше за інших**.**

Застосування розтягнуто-стислої гайки дає можливість рівномірно завантажити витки різьблення завдяки тому, що зусилля на різьблення гайки передається на виступ, розташований в середній частині гайки.



а б в г

Рис. 17.15. Способи зменшення концентрації напруження в різьбових з'єднаннях: форми гайок, що забезпечують більш рівномірний розподіл навантаження на витки різьблення: а – розтягнута гайка; б – конусна розтягнута гайка; в – конусна розтягнута гайка і конус на кінці болта; г – розтягнуто-стисла гайка

Правильний вибір радіусів галтелей приводить до підвищення втомної міцності різьбового з'єднання. Для підвищення міцності переважними є болти і шпильки з діаметром стрижня, який дорівнює 0,85...1,0 від внутрішнього діаметра різьблення, оскільки це робить їх рівнопрочними і менш жорсткими (рис. 17.16*).*

При конструюванні спеціальних болтів і шпильок необхідно звертати увагу на місця з'єднання головки болта і стрижня, а також стрижня різьбової ділянки. Радіуси r закруглення при з'єднанні стрижня і різьбової ділянки рекомендується робити

$$r > 0{,}2\ d,$$

де d – зовнішній діаметр різьблення.

Радіуси r закруглення в місцях переходу стрижня болта до центруючих поясочків рекомендується виконувати

$$r>0,5\ d.$$

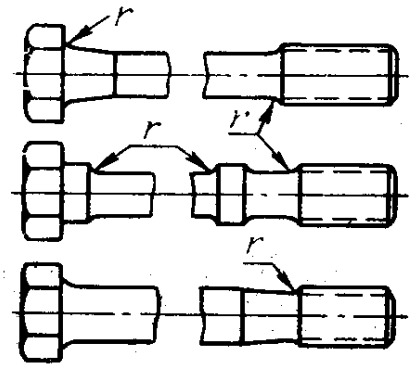


Рис. 17.16. Способи зменшення концентрації напруження в різьбових з'єднаннях: форма переходу від стрижня до головки, буртиків і різьбової частини болта; r – радіус галтелі

Малі радіуси закруглення призводять до високої концентрації напруження. Сприятливо позначаються на втомній міцності болта галтелі, складені з двох дуг, еліптичні галтелі або галтелі з конічними ділянками.

Концентрація напруження суттєво залежить від радіуса закруглення в западинах різьблення. Збільшення радіуса закруглення від $r = 0,1\ S$ до $r = 0,2\ S$ (де S – крок різьблення) дає приріст утомної міцності на 100 %.

Звичайне метричне різьблення, що допускає радіус закруглення $r = 0,108\ S$, у багатьох випадках виявляється недостатньо міцним для відповідальних різьбових з'єднань. У таких випадках застосовують різьблення з $r = (0,15...0,2)\ S$. Радіуси закруглення $r > (0,20...0,25)\ S$ невигідні, оскільки зменшують ступінь перекриття витків гайки і болта і погіршують розподіл навантаження між витками внаслідок меншої податливості витка.

Підвищення міцності різьбових з'єднань, що працюють при змінних навантаженнях, можна досягти введенням обкатування роликами основи різьблення в місцях концентрації напруження. Особливо сприятливим є накатування різьблення дрібних діаметрів. Термічне оброблення після виготовлення різьблення завжди несприятливе (особливо після накатування). При обкатуванні роликами виникає залишкове напруження стискування, сприятливе для підвищення втомної міцності.

17.2.6. Шестірні

Поломка зубів шестерень і шліців часто відбувається через тріщини, що беруть свій початок біля основи зубів, де виникає концентрація напруження. Піки напруження біля ніжок зубів можуть бути знижені шляхом зменшення жорсткості шестерень проточкою канавок (рис. 17.17, а). Канавка (рис. 17.17, б) одночасно пом'якшує концентрацію напруження в місці переходу від вала до шестірні і біля ніжок зубів.



а *б*

Рис. 17.17. Способи зменшення концентрації напруження біля ніжок зубів шестірні:
а – зниження концентрації напруження біля ніжок зубів шляхом зменшення жорсткості шестірні: *А* – можливе місце появи втомної тріщини; *В* – канавки для зменшення концентрації напруження;
б – зниження концентрації напруження біля ніжок зубів і в місці переходу від вала до шестірні

На характер розподілу навантаження вздовж контактних ліній впливає **розташування зубчатих коліс** щодо підшипникових опор валів. Якщо, наприклад, циліндричні колеса знаходяться в середині прольоту вала між його опорами, деформація вигину не надає істотної дії на розподіл навантаження уздовж довжини зуба. У разі неоднакових відстаней від коліс до опор нерівномірність питомого тиснення збільшується.

Особливо несприятливим є в цьому відношенні консольне розташування колеса на валу. Тому компонування зубчастих передавань прагнуть здійснити так, щоб опори валів розташовувалися поблизу коліс або по можливості симетрично відносно коліс, а асиметричне їх розташування компенсують підвищеною жорсткістю валів. У тих випадках, коли це технологічно можливо, високонапружені зубчаті колеса виготовляють за одне ціле з валами. При цьому скорочується число роз'ємів і з'єднань, що приводить до зниження маси конструкції, спрощення монтажу і зменшення трудомісткості виготовлення колеса.

Якщо зубчасте колесо і вал виконані окремо, їх збирання здійснюють за допомогою фланцевих і шліцьових з'єднань.

При **проектуванні фланцевих з'єднань** ураховують необхідність забезпечення радіальної жорсткості вінця колеса і рівномірного розподілу навантаження на елементи кріплення під час роботи вузла. Фланцеве з'єднання не має розташовуватися на колі малого діаметра, оскільки в цьому випадку погіршуються умови роботи з'єднання: зростають навантаження, зменшується число елементів кріплення, які можна розмістити на фланці, посилюється вплив неточностей виготовлення поверхонь, що сполучаються, на зачеплення. Фланцеве з'єднання косозубого колеса виконують так, щоб осьова сила притискувала фланці колеса і вала один до одного.

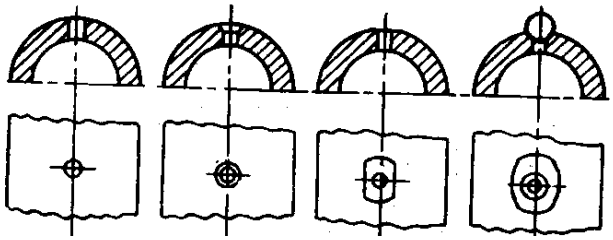
Підвищенню надійності й довговічності зубчастого колеса служить також фаска або скруглення, що виконуються по грані, утворюваній

перерізом профільної поверхні зуба з циліндричною поверхнею його вершини. При цьому видаляються задирки, створюються сприятливіші умови для формування мастильного шару, пом'якшується або виключається контакт кромки зубів. Фаски роблять і по контуру торцевої поверхні зубів, що декілька вирівнює розподіл навантаження біля торців.

17.2.7. Отвори

Отвори в деталях є джерелами концентрації напруження. Зменшення шкідливого впливу отворів досягають різними конструктивними рішеннями.

На рис. 17.18 показані способи підвищення втомної міцності деталей з отворами. Бажаною є та, що зенкує отвори із зовнішнього боку (у випадку, якщо вал приймає на себе велике напруження, слід округляти й інший кінець отвору у внутрішньої стінки поверхні). Значно зменшується концентрація напруження зняттям лиски біля отвору.



а *б* *в* *г*

Рис. 17.18. Способи підвищення втомної міцності деталей отворами:
а – отвір у деталі, який є джерелом концентрації напруження; б – отвір, що зенкує із зовнішнього боку; *в* – знята лиска із зовнішнього боку деталі, де є отвір;
г – поверхня і краї отвору обжаті кулькою

Зміцнення поверхні матеріалу біля отвору шляхом обтиску його сталевими загартованими кульками підвищує втомну міцність валів. Для скруглення країв отвору і створення сприятливих залишкових напружень в край отвору вдавлюється кулька *А. Для* опресовування внутрішнього краю отвору використовують спеціальне пристосування.

До підвищення втомної міцності деталі в зоні отвору приводить також дорнування.

17.2.8. Підшипники

Термін служби трансмісії вертольота багато в чому залежить від довговічності її підшипникових вузлів.

Довговічність підшипників кочення загального призначення через різні чинники металургійного і технологічного характеру може коливатися в широких межах. У зв'язку з цим необхідна надійність підшипникових вузлів у загальному машинобудуванні досягається шляхом введення відповідних коефіцієнтів безпеки, тобто певного завищення розрахункових

навантажень.

Для деталей авіаційної техніки, де підвищення надійності має досягатися за рахунок досконалості конструкції без збільшення габаритних розмірів і маси підшипникових вузлів, такий шлях неприйнятний, тим паче, що авіаційні підшипники виготовляють з поліпшених матеріалів, мають високу точність і піддаються у виробництві особливо ретельному контролю.

Підшипники, що застосовують у вертольотобудуванні, мають розраховуватися якомога точніше з урахуванням особливостей їх навантаження і експлуатації.

На ці підшипники значно впливають властивості мастила. Надійна робота багатьох відповідальних підшипникових вузлів вертольота можлива лише при використанні спеціальних мастил. Це перш за все відноситься до підшипників, що сприймають значні осьові навантаження від відцентрових сил. Аналіз результатів випробувань показує, що при коливальному русі знос підшипників значною мірою визначається окислювальними процесами і недостатнім змащуванням у зонах контакту кульок (голок) із кільцями. Продукти окислення заліза, що виходять при цьому, змішуючись із мастилом, утворюють своєрідну полірувальну суміш, яка спричиняє швидкий знос доріжок кочення.

У підшипникових вузлах, що працюють при коливальному русі у всіх випадках, коли це можливо з конструктивних міркувань, слід застосовувати мастила, а не консистентні мастила.

Довговічність підшипників кочення істотно залежить від якості ущільнення підшипникових вузлів. При поганих ущільненнях, що дозволяють кисню повітря проникати всередину вузлів, а також при малих об'ємах мастила і великих об'ємах повітря довговічність цих підшипників помітно зменшується.

Бібліографічний список

1. Федотов, М. Н. Проектирование элементов авиационных конструкций: учеб. пособие / М. Н. Федотов, В. И. Рябков, Б. А. Панасенко. – Х.: Харьк. аиац. ин-т, 1987. – 86 с.
2. Далин, В.Н. Конструкция вертолетов / В. Н. Далин. – М.: Машино-строение, 1970. – 272 с.
3. Кривцов, В. С. Основы аэрокосмической техники / В. С. Кривцов, Я. С. Карпов, М. Н. Федотов. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т ″Харьк. авиац. ин-т″, 2003. – Ч. 1. – 620 с.

Розділ 18. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТРАНСМІСІЇ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

18.1. ЕКСПЛУАТАЦІЙНА НАДІЙНІСТЬ

Експлуатаційна надійність – властивість авіаційної техніки виконувати задані функції протягом установленого напрацювання, зберігаючи значення параметрів у встановлених межах. Практично під надійністю найчастіше розуміють безвідмовність, тобто властивість авіатехніки зберігати працездатний стан протягом установленого напрацювання в певних умовах експлуатації.

Надійність є такою технічною характеристикою, для кількісної оцінки якої неможливо використовувати звичайні способи вимірювання технічних параметрів. Доводиться визначати набір найбільш відповідних показників надійності, встановлювати ознаки працездатності (непрацездатності) об'єкта техніки, регламентувати розрахункові умови його експлуатації, вимірювати параметри,що визначають надійність в численних експериментах, кількість яких пропорційна необхідній точності розрахунку надійності.

Головними показниками експлуатаційної надійності авіаційної техніки є такі:

– напрацювання на несправність, виявлену на землі і у польоті; чим менше значення цього показника, тим, з одного боку, гірше авіаційна техніка в аспекті її надійності, але, з іншого боку, тим краще за інших рівних умов працює інженерно-технічний склад над виявленням і попередженням відмов у польоті;
– напрацювання на відмову у польоті; чим більше значення цього показника, тим вище надійність авіаційної техніки і робота інженерно-технічного складу;
– напрацювання на несправність з наслідками, які враховують льотну подію, вимушену посадку, невиконання польотного завдання, затримку вильоту, невихід у політ, політ із двигуном, що відмовив, або об'єктом устаткування вертольота;
– розподіл несправностей з причин їх виникнення, які в загальному випадку враховують помилки льотного або інженерно-технічного складу при експлуатації авіатехніки, неякісний ремонт, конструктивні або виробничі недоліки авіатехніки;
– розподіл несправностей за групами авіатехніки (планер, двигуни, авіаційне і радіоелектронне устаткування, авіаозброєння) і системами планера (несучий і рульовий гвинти, фюзеляж, трансмісія і т.д.);
– розподіл несправностей за місцем їх виявлення (у польоті, при виконанні тієї чи іншої підготовки до польотів, на регламентних

роботах, при цільовому огляді, в ремонті);
– відсоток справності авіаційного парку (ескадрильї, полку).

Як показано, головні поняття експлуатаційної надійності авіатехніки – відмова і несправність.

Відмова – це подія, що полягає в порушенні працездатності об'єкта авіатехніки (повному, частковому, тимчасовому), виявилася у польоті або на землі. Відмови, що відбулися від моменту початку руху вертольота при зльоті до закінчення руху при посадці, відносяться до відмов авіаційної техніки у польоті.

Несправність – будь-яка невідповідність системи, агрегата, вузла, деталі вертольота вимогам нормативно-технічної документації незалежно від того, привело або не привело цю невідповідність до порушення працездатності.

Причинами відмов і несправностей авіатехніки можуть бути:
– конструктивні недоліки;
– недосконалість або порушення технології виробництва або ремонту;
– порушення правил і норм експлуатації, зберігання, транспортування;
– різного роду пошкодження сторонніми предметами;
– природні процеси зношування і старіння.

Відмови і несправності, причинами виникнення яких є порушення встановлених правил і норм експлуатації, а також неочікувані пошкодження внаслідок зіткнення літального апарата з наземними предметами, птахами, градобою і т.д., при оцінюванні надійності авіатехніки не враховуються.

Надійність авіаційної техніки закладається при її проектуванні, забезпечується у виробництві і підтримується в експлуатації.

Підтримка високої експлуатаційної надійності авіаційної техніки досягається:
– точним виконанням правил експлуатації і ремонту;
– постійним підвищенням якості експлуатації і ремонту на основі впровадження передового досвіду;
– розробленням і впровадженням профілактичних заходів на основі систематичного накопичення і узагальнення досвіду експлуатації і ремонту; зокрема аналізу даних про відмови і несправності авіаційної техніки та помилки льотного і інженерно-технічного складу при її експлуатації;
– своєчасним виконанням доопрацювань.

Аналіз причин несправностей авіаційної техніки має містити:
– вивчення обставини появи несправностей авіаційної техніки і умов її роботи з використанням зафіксованих показань приладів, записів бортових і наземних засобів реєстрації її параметрів у польоті;
– перевірку правильності експлуатації і ремонту;
– підбір і вивчення статистичних матеріалів, що стосуються аналогічних

несправностей;
– визначення характеру несправності за зовнішніми ознаками і оцінювання можливості її виявлення за допомогою контрольно-перевірочної апаратури;
– проведення перевірок для визначення характеру несправності, розбирання техніки (за необхідності) для визначення стану вузлів і деталей;
– встановлення причини несправності і розроблення заходів щодо її усунення.

18.1.1. Експлуатаційні чинники, що впливають на надійність

До них відносять:
– відповідність фактичних режимів і умов експлуатації розрахунковим, заданим у процесі проектування;
– кваліфікація льотного і інженерно-технічного складу;
– ступінь досконалості інженерного керівництва експлуатацією авіаційної техніки;
– методи контролю і профілактики, які використовують у процесі підготовки до польоту, виконання регламентних робіт, аеродромного і стаціонарного ремонту авіаційної техніки;
– технічне постачання запасними частинами, інструментом і витратними матеріалами;
– досконалість технологічних та організаційних методів експлуатації і ремонту;
– об'єктивність і своєчасність інформації, що надходить з авіапарків, ремонтних підприємств, технічних складів та інших організацій, які ремонтують, експлуатують і зберігають авіаційну техніку.

Підтримка заданої надійності авіатехніки в експлуатації досягається широким застосуванням сучасних засобів автоматизації і механізації, її підготовки і контролю стану, вдосконаленням технологічних процесів і методів, точним і своєчасним виконанням установлених правил і норм експлуатації, обслуговування і ремонту, чіткою системою інформації експлуатаційних організацій і промисловості про недоліки авіаційної техніки і своєчасним проведенням заходів щодо їх виявлення і усунення.

Висока надійність авіаційної техніки має забезпечуватися мінімальними

трудовитратами на одну годину нальоту, а останнє визначається експлуатаційною технологічністю і організацією експлуатації, обслуговування і ремонту авіатехніки.

Контроль і дослідження технічного стану. З метою отримання обгрунтованих даних для розроблення заходів, спрямованих на підвищення надійності авіатехніки, інженерно-авіаційна служба, наукові організації та конструкторські бюро систематично проводять:

- контроль і дослідження технічного стану авіатехніки при різному її напрацюванні;
- урахування всіх відмов і несправностей, виявлених при експлуатації, обслуговуванні та ремонті;
- глибоке вивчення і всебічний аналіз причин і умов появи відмов і несправностей;
- дослідження стану літальних апаратів, що мають найбільший наліт;
- аналіз роботи авіатехніки після проведення доопрацювань для оцінювання їх ефективності.

Для визначення початкової стадії розвитку тріщин, ураження корозією, внутрішніх дефектів матеріалу деталей і несправностей агрегатів широко використовують фізичні методи дефектоскопії: магнітний, люмінесцентний, кольоровий, ультразвуковий, електроіндукційний, рентгенівський, гамма-просвічування і т.ін.

Для визначення зміни технічних характеристик (параметрів) і оцінювання працездатності агрегатів і пристроїв гідравлічної, повітряної, паливної та інших систем проводять інструментальні перевірки за допомогою автоматизованих пристроїв, стендів, пультів, контрольно-перевірочної апаратури, а також різних пристосувань.

Для оцінювання технічного стану радіоелектронного і авіаційного устаткування здійснюють інструментальні перевірки за допомогою вбудованих і невбудованих систем автоматичного і неавтоматичного контролю, контрольно-перевірочної апаратури загального і спеціального призначення, а також різних пристосувань.

Аналіз несправностей і відмов авіатехніки здійснюють у такій послідовності:

- вивчають обставини виникнення несправностей і відмов і умов роботи авіатехніки (режим роботи, напрацювання, наліт, кількість ремонтів і т.ін.);
- перевіряють правильність експлуатації, обслуговування і ремонту;
- підбирають і вивчають статистичні матеріали про аналогічні випадки відмов і несправностей;
- визначають характер несправності і відмови за зовнішніми ознаками і

встановлюють можливість її випробування (перевірки);
– проводять випробування (перевірку) авіатехніки для виявлення характеру несправності й відмови, потім (після розбирання) аналізують стан деталей;
– встановлюють гадані причини несправності й відмови;
– досліджують вплив чинників, що визначають надійність авіатехніки, для перевірки зроблених висновків і гаданих причин несправності і відмови та встановлення їх дійсної причини;
– розробляють заходи щодо запобігання подібним випадкам.

Прогнозування відмов і несправностей – науково обгрунтований прогноз виникнення їх на основі проведених випробувань, вимірювань або спостережень. Користуючись даними прогнозування, можна своєчасно замінювати ненадійні агрегати, щоб попередити цим появу відмов і несправностей. Проте прогнозування в основному може бути застосовано для тих елементів, у яких виявлено закономірний характер накопичення якісних змін.

Метод порівняння – метод прогнозування відмов і несправностей, оснований на якісних змінах агрегатів, систем виробів за результатами вимірювань параметрів, що характеризують їх роботу. Наприклад, якщо внаслідок цих вимірювань розбіжності не виявлені або вони малі, агрегат (систему, виріб) можна вважати надійним. Якщо внаслідок порівняння двох вимірювань знайдені істотні розбіжності, агрегат (систему, виріб) вважають ненадійним. У цьому випадку, порівнюючи головні параметри на виході з агрегата, при послідовних вимірюваннях можна визначити швидкість зміни параметрів і, екстраполюючи, визначити час виходу параметрів із норм технічних умов або експлуатаційних допущень. Якщо при двох послідовних вимірюваннях параметри не різко відрізняються, проводять їх регулювання (якщо це можливо).

Резервування – метод підвищення надійності шляхом введення резервних частин, що є надлишковими відносно мінімальної функціональної структури виробу, необхідної і достатньої для виконання ним заданих функцій.

18.2. ЕКСПЛУАТАЦІЙНА НАДІЙНІСТЬ ТРАНСМІСІЇ

Головні конструктивні елементи агрегатів трансмісії:
– зубчасті передачі;
– вали (ресори);
– підшипники.

18.2.1. Експлуатаційна надійність зубчастих передач

Зубчаста передача є парою зубчастих коліс (шестерень), що знаходяться в зачепленні, та призначена для передавання обертального руху. У ряді

випадків зубчасту передачу використовують для перетворення обертального руху в поступальний (механізм зміни кроку рульового гвинта). У трансмісіях вертольотів застосовують циліндричні зубчасті передачі (для з'єднання паралельних валів) і конічні (для з'єднання валів, осі яких перетинаються).

З'єднання зубчастих коліс здійснюють як по їх зовнішніх діаметрах (зовнішнє зачеплення), так і шляхом взаємодії зовнішнього діаметра одного колеса із внутрішнім діаметром іншого (внутрішнє зачеплення). У першому випадку зв'язані колеса обертаються в протилежних напрямах, у другому – напрями обертання коліс збігаються.

Зубчасті колеса залежно від розташування зубів щодо твірної колеса підрозділяють на прямозубі, косозубі і з криволінійними (спіральними) зубами. При переході від прямозубих передач до непрямозубих зростає плавність роботи, зменшуються знос і шум, зростає несуча здатність зачеплення, що допускає вищі швидкості в зачепленні і передачу більшої потужності, ніж у прямозубих коліс. Проте при цьому в зачепленні виникає осьова сила, що спричиняє необхідність посилення зубчастих коліс, встановлення, окрім роликових, упорних підшипників і, як наслідок, призводить до збільшення маси конструкції.

Застосування зубчастих передач у трансмісії пов'язано з їх цінними властивостями:

– незмінністю передавального числа (відношення кутових швидкостей або частот обертання ведучої і веденої шестерень);
– великим діапазоном передаваних потужностей;
– високим коефіцієнтом корисної дії (до 0,995);
– компактністю елементів конструкції.

Переважне поширення в техніці, у тому числі і в агрегатах трансмісій вертольотів, отримали профілі зубів, обкреслені по евольвенті. Евольвента, або розгортка кола, – це крива, яку описує будь-яка точка прямої, дотичної до кола, якщо цю пряму котити по колу без ковзання. Передача обертального руху можлива і неевольвентними профілями, до яких, зокрема, відносяться кутові профілі системи зачеплення М. Л. Новикова.

Цикл зачеплення кожної пари зубів починається з того, що основа зуба ведучого зубчастого колеса вступає в контакт з вершиною зуба веденого колеса. В процесі подальшого сумісного кочення профілів зубів відбувається передача тиску веденій ланці. Закінчується зачеплення в положенні, в якому зуб ведучого колеса тисне своєю вершиною на основу зуба веденого колеса. Оскільки профілі зубів взаємодіють різними ділянками евольвенти, тобто дугами різної довжини, їх відносний рух відбувається з ковзанням. Чим далі від полюса знаходиться точка контакту профілів, тим більше різниця у відповідних дугах і тим більше ковзання, причому в полюсі ковзання немає, а

під час переходу через полюс напрям ковзання змінюється на протилежний.

Ця особливість кінематики зубчастого зачеплення створює умови для **зносу робочих поверхонь** зубів, особливо на їх ніжках і головках. Інша особливість зубчастої передачі – **високий рівень питомого тиску** в зоні контакту зубів, оскільки вся потужність передається від ведучого до веденого колеса практично через один зуб. В результаті на окремих ділянках контакту стає можливим як би зварювання частинок металу через виникнення сил молекулярного зчеплення між поверхнями, що сполучаються. Таке явище називають **схоплюванням**. Поєднання високих швидкостей обертання з великим питомим тиском призводить до того, що в зоні контакту відбувається практично миттєве значне підвищення температури поверхонь і інтенсивне виділення тепла, що також сприяє виникненню схоплювання.

Ефективними заходами щодо запобігання зносу і схоплюванню зубчастого зачеплення і забезпечення його працездатності є такі:

– правильний вибір матеріалу зубчастих коліс;
– збільшення зносостійкості робочих поверхонь зубів;
– застосування відповідних гатунків мастила.

Матеріали зубчастих коліс повинні мати необхідну стійкість проти викрiхтування, заїдання, добре працювати на вигин і разом із тим дозволяти виготовляти зуби коліс з необхідною точністю і чистотою поверхні. Для зубчастих коліс вертолітних редукторів застосовують леговані сталі 12Х2Н4А і 18ХНВ, що відповідають цим вимогам. Збільшення зносостійкості зубів коліс досягають хіміко-термічною обробкою їх робочих поверхонь, що полягає в насиченні поверхневого шару сталі різними елементами для його зміцнення. Зміцнені зубчасті колеса витримують вищі навантаження і, отже, дають можливість створювати агрегати з меншими габаритними розмірами і масою.

Мастило зубчастих з'єднань повинно мати таку в'язкість, щоб між поверхнями деталей, які сполучаються, зберігалася мастильна плівка, що оберігає зуби від зносу і схоплювання.

Питомий тиск у зоні контакту зубів великий, а товщина мастильної плівки, що ще забезпечує рідинне тертя, не має бути менше сумарного значення розмірів нерівностей і шорсткостей поверхонь, що сполучаються. Тому до точності і чистоти поверхонь зубів зубчастої передачі пред'являють дуже високі вимоги.

Термостійкість мастила, стабільність її характеристик, добре організоване відведення тепла мастилом від зони контакту до охолоджуючих елементів сприяють тривалій надійній роботі зубчастих з'єднань. Цим вимогам відповідають вживані в трансмісіях вертольотів мастило для гіпоїдних передач, синтетичне мастило Б-3В, суміш гіпоїдного мастила і мастила АМГ-10.

18.2.1.1. Перевірка бокових зазорів між зубами коліс, що зачепляються

Боковим зазором називають найменшу відстань між профільними поверхнями суміжних зубів зв'язаних коліс у передачу, що забезпечує вільний поворот одного колеса при нерухомому другому колесі.

Гарантований зазор. Незалежно від ступеня точності коліс і передач для величини бокового зазору встановлюють спеціальні норми. Головними є норми нормального гарантованого зазору з'єднання (що позначається літерою Х), яке забезпечує компенсацію зменшення зазору від нагрівання передачі. Допускається змінювати норми гарантованого бокового зазору і застосовувати одне з таких з'єднань: С – з нульовим гарантованим зазором, Д – зі зменшеним і Ш – зі збільшеним.

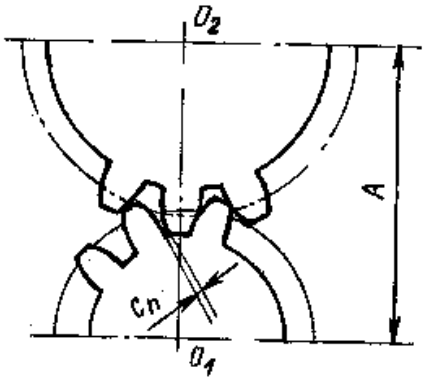


Рис. 18.1. Боковий зазор між зубами коліс, що зачепляються

Боковий зазор $C_п$ для циліндричних коліс (рис. 18.1) визначається в перерізі, перпендикулярному напряму зубів, в площині, дотичній до головних циліндрів двох зв'язаних коліс, для конічних – по нормалі до бокових поверхонь зубів біля великої основи ділильного конуса.

Зазори циліндричних і конічних коліс встановлюють (регулюють) різними способами. Боковий зазор $C_п$ між зубами пари циліндричних коліс залежить за всіх рівних умов від міжцентрової відстані А. Зміна міжцентрової відстані ΔA може бути пов'язана із зміною зазору $\Delta C_п$ таким співвідношенням:

$$\Delta C_п = 2\cdot\Delta A\cdot\sin\alpha,$$

де е – кут зачеплення, який визначається зі співвідношення

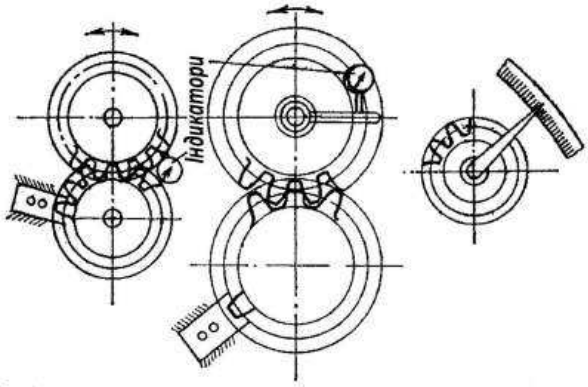
$$\cos\alpha = (r_{01}+r_{02})/A,$$

де r_{01} і r_{02} – радіуси головних кіл коліс, що з'єднуються.

Зміна зазору підбором коліс. Оскільки міжцентрова відстань за рідкісним вийнятком не змінюється, то зазор можна змінити тільки підбором пари коліс, тобто за допомогою коливань товщини зуба в межах допусків геометричних параметрів зубів.

Боковий зазор необхідно вимірювати приблизно на радіусі початкового кола за допомогою щупа або індикатора. Для цього щуп потрібної товщини

вводиться між зубами пари коліс, що зачепляються, в області початкового кола. Цей спосіб не є точним, оскільки криволінійність поверхні зуба не дозволяє встановити щуп у потрібному положенні. Точнішим є спосіб вимірювання зазору індикатором.



а б в

Рис. 18.2. Методи вимірювання бокового зазору:
а – спосіб вимірювання індикатором;
б – виносний метод вимірювання індикатором;
в – вимірювання стрілкою і шкалою

Штифт (ніжку) індикатора притискують до зуба одного з коліс у точці (рис. 18.2, а*),* що лежать приблизно на радіусі початкового кола. Інше колесо закріплюється нерухомо.

Похитуючи вільне колесо, визначають показник індикатора, що відповідатиме величині бокового зазору

Вимірювання зазору з повідцем або стрілкою. Якщо виміряти зазор індикатором безпосередньо на зубчастому колесі неможливо, то застосовують вал із повідцем (рис. 18.2, б).

Вал вставляють у центральний отвір колеса і закріплюють (наприклад, цанговим затиском).

На повідці наносять мітку, відповідну радіусу початкового кола колеса.

Потім до мітки приставляють штифт індикатора і вимірюють зазор, як було описано вище.

За відсутності індикатора можна користуватися стрілкою і шкалою (рис. 18.2, в). У цьому випадку шкалу тарують також у лінійних величинах, ураховуючи масштаб або відношення радіусів початкового кола колеса і кола ділень шкали.

При регулюванні бокового зазору в конічних передачах користуються тим, що цей зазор змінюється при переміщенні коліс уздовж їх осей. Проте переміщення коліс порушує зачеплення, яке, як відомо, вважається за правильне, якщо вершини початкових конусів коліс збігаються. Практично

переміщають одне або обидва колеса. Положення коліс установлюють по осі шайбами необхідної товщини, що калібруються. В деяких випадках шайбу встановлюють під фланець корпуси підшипників зубчастого колеса. Товщину шайби визначають підбором.

Боковий зазор у парах конічних коліс вимірюють індикатором так само, як і в циліндричних колесах.

Неправильно підібрані зазори призводять до підвищеного зносу зубів, шуму, вібрацій, похибок в регулюванні механізму, що робиться цими колесами, і можуть спричинити поломку зубів.

Величини бокових зазорів для різних виробів указують у технологічних картах (кресленнях), регламентах або в інструкціях.

18.2.1.2. Визначення правильності зачеплення коліс за контактною плямою

Правильність того, що стосується поверхонь зубів коліс, які зачепляються, виявляють по плямі контакту, що є частиною бокової поверхні зуба колеса, на якій розташовуються сліди прилягання його до зубів парного колеса після обертання зібраної передачі при легкому гальмуванні.

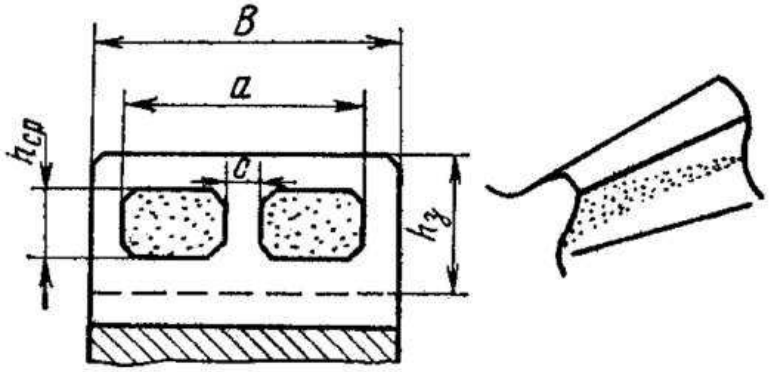
Відносні розміри плями. Як для циліндричних, так і для конічних коліс правильність торкання визначається відносними розмірами контактної плями (яка може бути суцільною або з розривом) у відсотках (рис. 18.3, а):

за довжиною зуба – відношенням відстані між крайніми точками слідів прилягання за вирахуванням розривів, що перевершують величину модуля, до повної довжини зуба, тобто

$$[(a\text{-}c)/B]100\%;$$

за висотою зуба – відношенням середньої висоти плями прилягання по всій довжині зуба до робочої (активної) висоти зуба, тобто

$$(h_{cd}/h_з)100\%.$$



а б

Рис. 18.3. Плями контакту: а – з розривом на зубі циліндричного колеса; б – правильна форма плями на конічному колесі

Норми розмірів плями контакту для зубчастих коліс різних ступенів точності встановлені стандартами.

Плями конічних зубів, на відміну від циліндричних коліс, де допустима пляма контакту розташовується симетрично за довжиною зуба, у конічних коліс пляма може бути зсунута у бік тоншої частини зуба (рис. 18.3, б). Цим враховується деформація передачі під час роботи. Для полегшення перевірки плями торкання створюються спеціальні контрольні карти, де поміщаються допустимі спотворення форми і положення плями контакту.

Практично зачеплення зубчастої пари контролюють за фарбою таким чином. На поверхні зубів колеса з меншим числом зубів наносять тонкий шар фарби (берлінську блакить). При повному оберті великого колеса фарба переноситься на всі його зуби, утворюючи на них відбиток. Замість одного з коліс можливе застосування еталонного колеса, і тоді фарбу наносять на еталон. Для кращого отримання відбитка друге зубчасте колесо (ведене) злегка пригальмовують, щоб створити при обертанні коліс невеликий тиск на зуби для виразнішого відбитка.

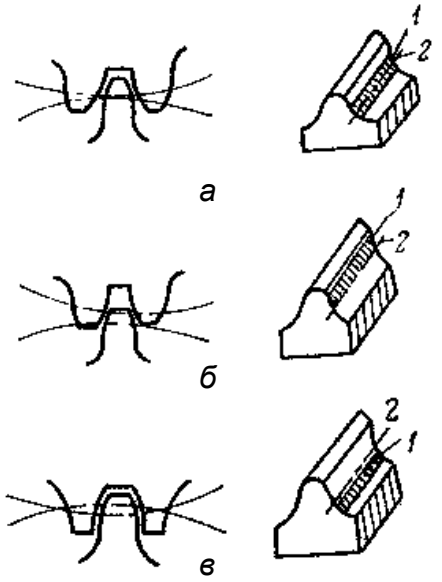


Рис. 18.4. Визначення якості зачеплення циліндричних коліс за відбитком:
а – зачеплення правильне, *б* – відстань між центрами більше нормального;
в – відстань між центрами менше нормального; 1 – відбиток фарби, 2 – вісь

При хорошому зачепленні зубів відбиток на зубі веденого зубчастого колеса має розташовуватися по лінії зачеплення (рис. 18.4, *а*) і довжина його має становити 60...70 % довжини зуба. При відстані між осями зубчастих коліс більше допустимого відбиток переміститься до головки зуба

(рис. 18.4, *б).* При відстані між осями зубчастих коліс менше допустимого відбиток переміститься до ніжки зуба (рис. 18.4, *в*). В обох випадках прилягання зубів незадовільне. Одностороннє розташування відбитка щодо довжини зуба свідчить про перекіс осей зубчастих коліс.

Усунути похибки, що характеризуються неправильними відбитками, в деяких випадках удається підбором пари коліс, окремі похибки яких взаємно компенсуються. Усунення похибок способами слюсарної підгонки неприпустимо, і тому в подібних випадках доводиться міняти цілий вузол або окремі його елементи.

Перевірка на дотик. Плавність зачеплення і обертання зубчастих коліс також перевіряють на дотик обертанням одного з коліс. При плавному ході зубчасті колеса мають обкатуватися без заїдань і ривків приблизно з постійним крутильним моментом і при роботі не створювати шуму.

Зубчасті передачі, які використовують у редукторах вертолітних трансмісій, є уповільнюючими механізмами, обертаннями, що істотно знижують частоту, і збільшуючими крутильними моментами вихідних валів двигунів для забезпечення оптимальних режимів роботи несучого і рульового гвинтів. При цьому потрібно реалізувати в трансмісії великі передавальні числа, зменшуючи частоту обертання вала двигуна в 50-70 разів. Проте в одній парі зубчастих коліс з погляду габаритних розмірів недоцільно робити передаточне відношення більше 5.

Крім того, при $I > 5$ вала малого колеса отримують значно більше число циклів навантаження, чим зуби великого, внаслідок чого можуть швидше зношуватися. Тому в тих випадках, коли задане передавальне відношення перевищує значення, доцільне для однієї пари коліс, використовують механізми, що містять низку зубчастих коліс. Таким механізмом у трансмісії вертольота є головний редуктор.

18.2.2. Експлуатаційна надійність головного редуктора

Головний редуктор – найбільш складний, великогабаритний і важкий агрегат трансмісії. Він передає великі крутильні моменти агрегатам-споживачам і виконує роль центрального силового елемента вертольота, тобто безпосередньо сприймає всі сили і моменти, що створюються несучим гвинтом.

Застосування на вертольотах газотурбінних двигунів, що мають значно вищі частоти обертання вивідних валів, чим поршневі двигуни, потребувало для збереження оптимальних характеристик несучого гвинта істотного збільшення ступеня редукції (зменшення частоти обертання вивідного вала) головних редукторів.

Для відведення тепла і змащування підшипників і зубів шестерень головний редуктор має **автономну мастилосистему**, що містить

мастилопомпу (один – нагнітає і два ступеня – відкачують), мастилофільтри і мастилорадіатор. У мастилосистемі застосовують синтетичне мастило Б-3В, ємністю для якого служить нижня частина корпусу головного редуктора – піддон. У піддоні встановлюють магнітні пробки для уловлювання з мастила сталевих частинок, що дає можливість контролювати технічний стан деталей головного редуктора в експлуатації. Охолоджування мастилорадіаторів і корпусів головного редуктора здійснюється потоком повітря від вентилятора.

На головному редукторі передбачені **засоби контролю** його працездатності і технічного стану. Так, ступінь заправки редуктора мастилом визначають візуально за двома мастиловимірювальними стеклами, розташованими на лівій і правій поверхнях корпусу мастиловідстійника. Для перевірки стану деталей редуктора установлено магнітні пробки, що підлягають періодичному зняттю і огляду. Контроль температури і тиску мастила здійснюють за допомогою приладів. Є сигналізація наявності в мастилі стружки. Рекомендовану температуру мастила можна підтримувати у польоті, змінюючи кут установлення поворотних лопаток вентилятора за допомогою електромеханізму, керування яким здійснюється з робочого місця борттехніка.

Рама головного редуктора служить для кріплення його до фюзеляжу і сприймає статичні і змінні динамічні навантаження, що передаються від несучого гвинта. Найбільш поширена конструкція рами являє собою вісім підкошувань, виготовлених із високоміцної сталі і попарно з'єднаними в чотири «У»-подібні вилки. Кожну вилку кріплять до двох вузлів на картері головного редуктора і до одного вузла на фюзеляжі. Розвитком цієї схеми є рама головного редуктора вертольота Мі-26, кожне з восьми підкошувань якої незалежне і кріпиться в двох точках – на картері редуктора і на фюзеляжі.

Ураховуючи високий рівень навантажень, що передаються на раму від головного редуктора, і можливість у зв'язку з цим розвитку втомних тріщин, зварні шви вузлів кріплення головного редуктора до рами і рами до фюзеляжу слід періодично оглядати за допомогою лупи, дзеркала і підсвічування від переносної лампи. У разі потреби слід використовувати також переносний магнітний дефектоскоп або установку для пошуку тріщин методом кольорової дефектоскопії.

Експлуатаційний контроль технічного стану редуктора має свої особливості. Оскільки візуальний огляд і методи безпосередньої дефектоскопії деталей і вузлів, розташованих усередині редуктора, в експлуатації неможливі, при оцінюванні їх технічного стану регулярно контролюють стан мастила, залитого в редуктор. Під час роботи редуктора мастило, омиваючи всі шестерні, підшипники і деталі їх кріплення, адсорбує продукти зносу і є, таким чином, непрямим носієм інформації про характер

процесів зносу, що проходять у редукторі, і технічний стан елементів його конструкції.

Для виявлення металевих частинок, що потрапили в мастило, періодично проводять такі роботи:

– злив з редуктора невеликої кількості (2 – 3 л) мастила через воронку із сіткою і візуальну перевірку чистоти мастила;
– огляд магнітних пробок;
– огляд мастилофільтрів.

У разі встановлення на вертоліт головного редуктора замість знятого через виявлення в мастилі металевих частинок заздалегідь промивають всі трубопроводи мастилосистеми головного редуктора і замінюють його мастилорадіатор. Ще один непрямий метод перевірки справності редуктора і трансмісії в цілому – прокручування несучого гвинта на землі від руки і оцінювання при цьому легкості обертання трансмісії (не повинно бути сторонніх шумів і заїдань).

Приладовий контроль працездатності редуктора здійснюють за двома параметрами – тиску і температурі мастила, відхилення яких від установлених для відповідних режимів польоту значень інформують екіпаж про несправності редуктора.

Так, при порушенні герметичності редуктора або руйнуванні його деталей відбувається одночасне збільшення температури і падіння тиску мастила.

Указаний аварійний характер зміни параметрів може відбуватися і при цілком справному редукторі внаслідок відмови термоклапана мастилорадіатора мастилосистеми головного редуктора. В результаті відмови термоклапана гаряче мастило минає соти мастилорадіатора і не охолоджується. Внаслідок цього в головному редукторі температура мастила підвищується вище допустимої і падає його тиск.

При підвищенні температури мастила значно зменшується відведення тепла від підшипників та інших деталей головного редуктора, що труться, зменшується в'язкість мастила і погіршуються його мастильні властивості. Все це може привезти до руйнування підшипників.

У таких випадках екіпаж вертольота має припинити виконання польотного завдання.

18.2.3. Експлуатаційна надійність муфт вільного ходу

Муфти вільного ходу відносяться до механізмів, що виконують свої функції автоматично впродовж всього терміну експлуатації і не потребують якого-небудь відходу, регулювань або виконання спеціальних робіт з технічного обслуговування, за винятком підігрівання перед запуском двигунів при низьких температурах зовнішнього повітря.

На умови приєднання і заклинювання муфти вільного ходу здійснює

істотний вплив **в'язкість мастила**, що зумовлено такими обставинами:

– зі збільшенням в'язкості мастила підвищується міцність мастильної плівки, що розділяє контактні поверхні роликів, які заклинюються, обойми і зірочки муфти вільного ходу; при недостатньому притискному зусиллі на ролики можливе прослизання муфти в період заклинювання через відсутність зчеплення роликів із робочими поверхнями обойми і зірочки;
– зі збільшенням в'язкості мастила підвищуються сили в’язкісного тертя між сепаратором і зірочкою, внаслідок чого погіршуються умови роботи включаючого пристрою і зменшується величина притискного зусилля на ролики з боку сепаратора.

Використовуване в головних редукторах і муфтах вільного ходу вертольотів синтетичне мастило Б-ЗВ має суттєву перевагу порівняно з мінеральними мастилами – забезпечує запуск двигунів без підігрівання мастила в редукторі при температурах зовнішнього повітря до -40° С, що пояснюється його кращими в’язкісно-температурними характеристиками, низькотемпературними властивостями і мастильною здатністю. У діапазоні температур від –60 до +100 °С в'язкість мастила Б-ЗВ у середньому в два рази менше в'язкості мінеральних (нафтових) мастилосумішей, які використовуються для мастила головних редукторів і муфти вільного ходу і потребують підігрівання перед запуском при низьких температурах.

Надійність роботи муфт вільного ходу значною мірою залежить також від такого:

– досконалості їх конструкції;
– якості виготовлення;
– особливостей динаміки трансмісії;
– режимів роботи силової установки.

Внаслідок такої різноманітності чинників, що впливають на надійність, характер прояву і наслідки відмов муфт вільного ходу різних вертольотів мають як загальні закономірності, так і деякі індивідуальні особливості.

Головні **види відмов** муфт вільного ходу:

– невимкнення;
– ударне заклинювання;
– розчеплення.

Невимкнення муфт вільного ходу – відмова, що полягає в короткочасній або тривалій відсутності контакту роликів із робочими поверхнями зірочки і обойми при початку переміщення зірочки відносно обойми у напрямі передавання крутильного моменту. Невимкнення є наслідком ненадійної роботи притискних включаючих пристроїв, внаслідок чого контакт і зчеплення

роликів з обоймою і зірочкою не наступають зовсім або наступають із деяким запізненням. В останньому випадку заклинювання роликів починається при різних кутових швидкостях зірочки і обойми і супроводжується ударом, тобто спостерігається ударне заклинювання.

Порушення контакту роликів з робочою поверхнею обойми або майданчиками зірочки в початковий момент періоду заклинювання (невимкнення муфти вільного ходу) може відбуватися внаслідок таких причин:

– дії на ролики динамічних навантажень у напрямі розклинювання;
– наявності міцної мастильної плівки на контактних поверхнях деталей;
– розклинюючої дії гідродинамічних сил в шарі мастила при відносному русі робочих поверхонь деталей;
– несправності притискного пристрою (поломки пружини, заїдання сепаратора та ін.).

Головна умова надійного приєднання муфти вільного ходу – наявність достатньо великого притискного зусилля, що забезпечує подолання всіх сил, що перешкоджають утворенню контакту роликів з обоймою і зірочкою.

Особливістю невимкнення є те, що при ньому на контактних поверхнях деталей муфти не утворюються які-небудь пошкодження. Пошкодження виникають тільки в тих випадках, коли внаслідок короткочасного невимкнення відбуваються ударне заклинювання і буксування муфти.

В експлуатації **відмова муфт вільного ходу** супроводжується такими зовнішніми проявами:

– відсутністю обертання несучого і рульового гвинтів після запуску двигуна;
– інтенсивним збільшенням частоти обертання ротора вільної турбіни двигуна;
– появою високочастотного шуму двигуна;
– зростанням високочастотних вібрацій вертольота, що супроводжуються скреготом і ударами в районі головного редуктора
– різкими ривками лопатей несучого гвинта в площині обертання (при короткочасному невимкненні і подальшому ударному заклинюванні муфти з пробуксовкою роликів);
– автоматичним виключенням двигуна системою захисту турбіни гвинта від розкручування;
– появою (у випадках інтенсивного прояву відмови) металевої стружки на магнітних пробках і мастилофільтрах головного редуктора, що свідчить про пошкодження контактних поверхонь деталей муфти вільного ходу при ударному заклинюванні і пробуксовуванні муфти.

Небезпека відмов муфти вільного ходу, що полягає в **можливості швидкоплинного розкручування** з подальшим руйнуванням відцентровими силами ротора вільної турбіни двигуна у разі порушення в процесі роботи жорсткого зв'язку двигуна з головним редуктором, зумовила необхідність

(разом з іншими заходами) розроблення і встановлення на вертольоти автоматичної системи захисту турбіни гвинта (вільної турбіни) від розкручування.

Принцип дії цієї системи полягає в тому, що при відмові муфти вільного ходу і подальшому розкручуванні ротора вільної турбіни відбувається автоматичне перекриття магістралі подачі пального в двигун. При цьому його повторний запуск стає неможливим без виконання спеціальних робіт з приведення автоматики в початкове положення.

Ударне заклинювання муфти є, по суті, другою фазою короткочасного невимкнення муфти. При ударному заклинюванні, як правило, відбувається пробуксовування муфти через деформацію її ланок і контактних поверхонь деталей, внаслідок чого в зонах контакту роликів з обоймою і зірочкою можливе утворення лунок на майданчиках зірочки і робочої поверхні обойми і граней – на циліндричних поверхнях роликів. Ударне приєднання муфти супроводжується різкими ривками лопатей несучого гвинта в площині обертання, скреготом і ударами в районі головного редуктора, збільшенням вібрацій вертольота.

Характерною **особливістю розчеплення** є те, що воно відбувається не на перехідних режимах, а на сталому режимі, коли муфта вже включена і між двигуном і головним редуктором здійснено жорсткий зв'язок. Відмова супроводжується різким збільшенням частоти обертання ротора вільної турбіни, ударами та скреготом у районі головного редуктора, спрацьовуванням системи захисту турбіни гвинта від розкручування.

Розглянуті головні види відмов муфт вільного ходу попереджаються як **конструктивно-виробничим удосконаленням** їх, так і встановленням в експлуатації **спеціальних правил і обмежень**, що спрямовані на підвищення експлуатаційної надійності муфт і передбачають такі головні профілактичні заходи:

– підігрівання мастила в головному редукторі та муфті вільного ходу перед запуском двигунів в умовах низьких температур навколишнього повітря;
– виключення або зміна режимів роботи двигунів, при яких можуть створюватися умови для розчеплення муфти вільного ходу;
– обмеження ресурсу муфт вільного ходу, в яких головною причиною відмов є передчасний знос деталей.

Так, застосування мастила Б-ЗВ у головних редукторах вертольотів Мі-6 несприятливо подіяла на процес заклинювання муфти вільного ходу, у зв'язку з чим мастило Б-ЗВ було замінено сумішшю мінеральних мастил МК-22 і МК-8.

У зв'язку з випадками ненадійної роботи муфти вільного ходу на вертольотах Мі-6 у процесі різнорежимної роботи двигунів і динамічного

заклинювання муфти при одночасному обертанні зірочки і обойми в експлуатації були введені такі обмеження:

– заборонено випробування одного з двигунів при одночасній роботі другого двигуна на режимі малого газу;
– заборонено виконання планерування вертольота при роботі двигунів на малому газі; вказаний режим польоту став виконуватися на підвищеному малому газі, що дозволило виключити режим роботи двигунів, при якому частота обертання вільної турбіни виявлялася менше частоти обертання обойми муфти вільного ходу і відбувалася відмова (розклинювання) муфти;
– запроваджено контроль роботи муфти вільного ходу за допомогою двострілкового покажчика при запуску і прогріванні двигунів, а також при рулюванні і у польоті.

На вертольотах Мі-2 у зв'язку з підвищеним зносом деталей муфти вільного ходу прийнято такі заходи щодо запобігання їх відмовам:

– періодичні (через кожні 200 год. напрацювання) розбирання муфт для оцінювання технічного стану їх деталей;
– обов'язкова заміна муфти вільного ходу через 200 год. напрацювання на вертольотах, що експлуатуються в учбових підрозділах;
– обмеження сумарного напрацювання муфт на режимах почергового випробування двигунів, польотів з одним двигуном і польотів на режимі самообертання несучого гвинта.

Разом із тим велися роботи щодо конструктивного вдосконалення муфт вільного ходу, спрямовані:

– на підвищення надійності зачеплення роликів;
– зменшення впливу динамічних навантажень від карданного вала, що з'єднує двигун із головним редуктором, на працездатність муфти вільного ходу.

У результаті була створена нова муфта, що має такі головні конструктивні особливості:

– збільшене число опорних підшипників ведучого вала (з двох до трьох);
– збільшена відстань між опорами, що виключило консольне з'єднання ведучого вала з веденим при приєднанні муфти, істотно підвищило точність центрування і знизило можливість взаємних перекосів валів при роботі муфти;
– підвищену точність центрування сепаратора відносно ведучого вала за допомогою двох опор ковзання, що підвищило синхронність заклинювання роликів при приєднанні муфти і сприяло більш рівномірному розподілу навантаження по їх довжині;
– однакову жорсткість обойми в зоні розташування роликів, що підвищило рівномірність завантаження роликів по довжині;

– поліпшену організацію підведення мастила до місць контакту роликів з майданчиками зірочки ведучого вала (вихід мастила забезпечений в безпосередній близькості від контактної лінії), що підвищує довговічність деталей муфти вільного ходу.

18.2.4. Експлуатаційна надійність агрегатів хвостової трансмісії

Проміжний редуктор забезпечує зміну напряму передавання крутильного моменту від головного редуктора до хвостового без зміни або з невеликою зміною частоти обертання.

Редуктор встановлено в стику хвостової і кінцевої балок і складається з однієї пари конічних зубчастих шестерень. Картер проміжного редуктора відливають з магнієвого сплаву, шестерні виготовляють із високолегованої сталі, для забезпечення надійної роботи опор для підшипників у них встановлюють сталеві обойми.

Мастило для редуктора – барботажне, тобто одна з шестерень частково занурена в мастило і при обертанні змащує другу шестірню у момент контакту зубів. В той же час бризки мастила створюють у картері мастильний туман, забезпечуючи попадання мастила на деталі редуктора.

Крім того, бризки мастила потрапляють у спеціальні кишені, відлиті в картері редуктора, і по наявних каналах мастило самопливом надходить до його підшипників. У проміжних редукторах середніх і важких вертольотів змащування здійснюється шляхом примусової подачі мастила за допомогою шестерінчастої мастилопомпи, що приводиться в дію від вала веденої шестірні через спеціальну ресору. При цьому передбачено ще і барботажну – дублюючу мастилосистему, що забезпечує змащування редуктора в разі відмови головної мастилосистеми. Для перевірки кількості залитого в редукторі мастила передбачено контроль рівня мастила за допомогою мастиломірного скла, на якому нанесені риски максимально і мінімально допустимих рівнів. Тиск і температуру мастила в редукторі контролюють по приладах.

Герметичність ведучого і веденого валів досягається установкою лабіринтових ущільнень, захист вузлів підшипників від попадання пилу здійснюється фетровими сальниками, просоченими графітовим мастилом.

Охолоджування проміжного редуктора проводиться обдуванням його набігаючим потоком повітря або примусовим обдуванням за допомогою спеціального вентилятора (на вертольоті Мі-6). На вертольоті Мі-26 для охолоджування проміжного редуктора встановлено зовнішню мастилосистему з мастилорадіатором.

Хвостовий редуктор є кінцевою ланкою в системі передавання потужності на рульовий гвинт, забезпечує необхідну частоту обертання гвинта і керування кутом встановлення його лопатей. Передача потужності в

хвостовому редукторі здійснюється на більшості вертольотів, як і в проміжному редукторі, за допомогою однієї пари конічних шестерень, проте з більшим ступенем редукції (частота обертання веденого вала хвостового редуктора знижується в два – три рази порівняно з частотою обертання ведучого вала).

Змащування хвостового редуктора здійснюється аналогічно змащуванню проміжного редуктора – примусово, за допомогою мастилопомпи, і барботажем. Контроль за рівнем мастила ведеться за допомогою мастиломірного скла. Наявні прилади дозволяють контролювати тиск і температуру мастила в редукторі. Охолоджування редуктора походить від набігаючого потоку повітря і індуктивного потоку від рульового гвинта. Для інтенсивнішого охолоджування мастила хвостового редуктора на вертольоті Мі-26 є зовнішня мастилосистема.

Експлуатаційний контроль технічного стану проміжного і хвостового редукторів здійснюється так само, як і головного редуктора.

Хвостовий вал служить для передавання крутильного моменту від головного редуктора до рульового гвинта. Вал складається з окремих труб, з'єднаних або жорстко (фланцевими стиками), або за допомогою обмежених рухомих елементів (шліцьових муфт, карданних і ковзаючих шліцьових з'єднань). Така конструкція має достатню жорсткість і в той же час забезпечує можливість невеликих перекосів і осьових переміщень окремих ділянок вала, розвантажуючи його від додаткового напруження, пов'язаного з неточностями в довжинах труб і відстаней між опорами вала, а також з вигином хвостової балки у польоті.

Хвостовий вал піддають **в експлуатації** регулярним оглядам та інструментальному контролю. При оглядах перевіряють, чи немає скручування вала (по нанесеній на ньому смузі) і послаблення гайок кріплення конусних болтів. Інструментальний контроль хвостового вала полягає в перевірці його биття за допомогою індикатора годинникового типу.

Хвостовий вал установлений на опорах, закріплених болтами на шпангоутах фюзеляжу, хвостової і кінцевої балок. Кожна опора має гніздо, в якому на гумовій обоймі розміщується радіальний шарикопідшипник вала. Гумова обойма призначена для компенсації перекосів і неспіввісності опор, а також для амортизації поперечних коливань вала.

Відстань між опорами хвостового вала вибирають таким, щоб запобігти **резонансним коливанням** вала. Вал, що обертається, має великий запас кінетичної енергії, яка при певних поєднаннях геометричних і жорсткісних характеристик вала і швидкості його обертання може переходити в енергію поперечних коливань. При цьому обертання стає нестійким, виникають великі прогинання вала на ділянках між опорами. Частота обертання вала, при якій відбувається втрата стійкості, називається критичною.

Відповідно до вимог, що пред'являються до трансмісії, при проектуванні хвостового вала створюють запас щодо частоти обертання, що виключає можливість втрати ним стійкості в експлуатації.

Опори хвостового вала необхідно регулярно оглядати для виявлення тріщин і послаблення заклепок кріплення опор до шпангоутів хвостової балки. При цьому слід ретельно перевіряти і технічний стан підшипників опор.

У хвостовій трансмісії вертольота Мі-24 крім традиційного комплекту агрегатів передбачено ще один зубчастий механізм – **коробка приводів**. Вона виконує функцію проміжного (між головним і хвостовим редукторами) ступеня редукції і використовується для приводу двох генераторів змінного струму. Коробка приводів є двоступінчатим редуктором, в якому на чотирьох валах встановлено шість циліндричних прямозубих шестерень. Крутильний момент від головного редуктора розділяється в коробці приводів на два потоки: на вал приводу генераторів і на фланець, до якого приєднується середня частина хвостового вала.

Для охолоджування коробки приводів використовують спеціальний вентилятор і внутрішню мастилосистему з примусовою подачею мастила до шестерень і підшипників. Для періодичного контролю справності деталей коробки приводів у ній встановлюють магнітну пробку.

Гальмо несучого гвинта призначено для примусової зупинки несучого і рульового гвинтів після виключення двигунів, а також для фіксації трансмісії під час стоянки і при буксируванні вертольота. Гальмо – колодка, встановлюється, як правило, в місці приєднання хвостового вала до головного редуктора.

Головні елементи гальма – барабан, жорстко з'єднаний з хвостовим валом, і фрикційні колодки, з'єднані системою керування з ручкою гальма, розташованою в кабіні екіпажу. Гальмування здійснюється притисненням колодок до циліндричної поверхні барабана. У розгальмованому стані між поверхнями барабана і колодок підтримується невеликий зазор за допомогою стисненої пружини, з'єднаної з колодками. Керування гальмом блокується із системою запуску двигунів таким чином, що запустити двигуни можна тільки при повністю розгальмованій трансмісії.

18.2.5. Експлуатаційна надійність шліцьових з'єднань трансмісії

Навантаження шліцьових з'єднань крутильним моментом за умови рівномірного розподілу його між усіма шліцами і по всій довжині їх з'єднання відносно мале. При правильному виготовленні шліцьових деталей, геометрично точній збірці пари, абсолютно жорстких деталях не мають зношуватися поверхні шліців з відокремленням від поверхонь контакту частинок металу.

Матеріал шліців у такому з'єднанні має працювати лише на зминання. Тому зношування їх може бути тільки у вигляді процесу пластичної деформації до тих пір, поки не відбудеться обм'яття виступів нерівностей і вирівнювання тиску по поверхні контакту. Після закінчення процесу приробляння шліцьове з'єднання має працювати дуже тривалий час практично без збільшення зазору між шліцами.

Проте в реальних конструкціях це виглядає трохи інакше. Унаслідок неточностей виготовлення і несприятливого поєднання допустимих при виготовленні відхилень у розмірах деталей в шліцьовій парі неминуче виникає деяка неспіввісна – перекіс (злам) осей або їх радіальне зміщення.

При **перекосі осей** все навантаження передається тільки через два протилежні шліци, причому не по всій їх довжині, а лише на невеликих ділянках, розташованих по кінцях з'єднання. Контакт одного з шліців знаходиться біля одного кінця з'єднання, а діаметрально протилежного – біля іншого. При обертанні деталей в контакт по черзі вступають інші пари шліців. За один оберт вала кожен шліц двічі вступає в контакт із шліцом деталі муфти, що сполучається (перший раз контакт відбувається біля одного кінця з'єднання, другий раз – у іншого).

При **радіальному зміщенні** осей деталей муфти все навантаження в шліцьовому непритертому з'єднанні сприймається тільки одним шліцом (при обертанні вала по черзі навантажується кожен шліц), тобто при виході із зачеплення одного шліца входить у контакт наступний шліц і т.п.

Крім того, незбіжність осей деталей – причина виникнення переміщення під навантаженням (ковзання) поверхонь шліців один щодо одного, що безпосередньо створює необхідні умови для зносу деталей. Таким чином, незбіжність осей шліцьових деталей, що сполучаються, викликає різке зменшення площі їх зіткнення і, отже, зростання тиску в місцях фактичного контакту, а високий тиск і ковзання в зоні контакту створюють умови для зношування шліців.

За таких умов важливого значення набуває **змащування** тертьових поверхонь деталей шліцьової муфти, як і в звичайних вузлах тертя. Вибір виду мастила для шліців – малов'язкого або консистентного – здійснюють виходячи з аналізу умов роботи конкретної шліцьової пари і характеру впливу вказаних видів мастила на процес зносу.

Малов'язкі мастила при малій швидкості переміщення контактуючих деталей не усувають їх безпосереднього контакту, проте, омиваючи поверхні контакту, видаляють з них тверді частинки оксидів продуктів зношування, що утворюються, і тим самим оберігають їх від абразивного руйнування.

Консистентні мастила зазвичай добре оберігають шліцьові з'єднання від зношування протягом певного періоду роботи. У міру поступового накопичення в шарі мастила абразивних частинок – продуктів зносу і втрати

мастилом здатності запобігати окисленню починається швидкий знос поверхонь з'єднання.

Для змащування шліцьових муфт вертолітних трансмісій застосовують мастило для гіпоїдних передач, регулярна заміна якого, передбачена інструкціями і регламентами технічної експлуатації, забезпечує видалення продуктів зносу і відновлення змащуючих властивостей мастила.

Проте мастило тільки знижує швидкість зносу, але не усуває знос шліців, якщо є незбіг геометричних осей деталей муфти. Тому важливе значення для надійної роботи шліцьових муфт має **якість їх виготовлення і збирання**, що забезпечує таке взаємне розташування контактуючих деталей муфти, при якому незбіг їх геометричних осей є мінімальним. Це дозволяє істотно збільшити фактичну площу контакту деталей в з'єднанні, наблизити значення контактного тиску до розрахункових, звести до мінімуму ковзання поверхонь шліців один щодо одного. Шліцьові муфти хвостових валів вертольотів досить надійно відпрацьовують установлені міжремонтні ресурси, проте потребують періодичних перевірок стану шліцьових з'єднань.

Ступінь зносу шліців в експлуатації безпосередньо заміряти не можна, тому перевіряють боковий зазор між шліцами деталей муфти, що сполучаються. Спосіб перевірки полягає в тому, що трансмісію загальмовують за допомогою гальма несучого гвинта і шляхом застосування навантаження (зусилля руки) до лопаті рульового гвинта повертають хвостовий вал по черзі в обидві сторони до повної вибірки зазорів у шліцьовому з'єднанні. При цьому заміряють зазор пристосуванням з індикатором, який встановлюють по черзі на кожній муфті, що перевіряється.

Необхідно регулярно контролювати і **ступінь неспіввісності** деталей шліцьової муфти, що сполучаються. Для цього використовують аналогічне пристосування, яке при перевірці встановлюють на корпус шліцьової муфти, і при обертанні трансмісії за лопаті несучого гвинта індикатором заміряють неспіввісну (злам осей) деталей муфти.

18.3. МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ

Як уже наголошувалося, головним показником надійності є ймовірність безвідмовної роботи. Через нього знаходять будь-який інший показник надійності невідновлюваного об'єкта. *Показники надійності* невідновлюваних об'єктів застосовні і для відновлюваних при розгляді їх праці до першої відмови.

Головним показником безвідмовності відновлюваних об'єктів є параметр потоку відмов або середнє напрацювання (наліт) на відмову. Залежно від визначення відмови одна і та сама система може розглядатися як відновлювана або як невідновлювана.

У польоті можливе виникнення особливої ситуації, що знижує безпеку

польоту. Авіаційними правилами особливі ситуації за ступенем небезпеки ділять на чотири групи: катастрофічні, аварійні та складні ситуації, а також ускладнення умов польоту.

Ускладнення умов польоту – особлива ситуація, що характеризується незначним погіршенням характеристик, слідством чого може бути зміна плану польоту або незначне збільшення робочого навантаження на екіпаж.

Складна ситуація – особлива ситуація, що характеризується помітним погіршенням характеристик і (або) виходом одного або декількох параметрів польоту за експлуатаційні обмеження, але без досягнення граничних обмежень або зменшенням здатності екіпажу впоратися з несприятливими умовами (виниклою ситуацією) як через збільшення робочого навантаження, так і через умови, що знижують ефективність дій екіпажу.

Аварійна ситуація – особлива ситуація, що характеризується значним погіршенням характеристик і (або) досягненням (перевищенням) граничних обмежень або фізичним стомленням, або таким робочим навантаженням екіпажу, що вже не можна покладатися на те, що він виконає свої завдання точно або повністю.

Катастрофічна ситуація – особлива ситуація, для якої приймається, що при її виникненні запобігання загибелі людей виявляється практично неможливим.

Щодо безпеки польотів вимогами Авіаційних правил для транспортних повітряних суден цивільної авіації встановлено обмеження за ймовірністю виникнення особливих ситуацій за 1 год. польоту. Тому головними *показниками безпеки польотів* є ймовірність:

– катастрофічної ситуації $q_{кс}$;
– аварійної ситуації $q_{ас}$;
– складної ситуації $q_{сс}$;
– ускладнення умов польоту $q_{ууп}$.

З ймовірністю катастрофічної ситуації пов'язані такі коефіцієнти, що оцінюють рівень безпеки польоту:

$К_1$ – число катастроф на 105 год нальоту;
$К_2$ – число катастроф на 105 польотів;
$К_3$ – число катастроф на 108 км нальоту;
$К_4$ – число смертельних випадків на 108 пасажиро-кілометрів.

Доопрацювання конструкції і вдосконалення режиму технічного обслуговування і ремонту літака в початковий період його експлуатації підвищують безпеку польоту.

На рис. 18.5 показано залежність коефіцієнта К1 від нальоту літака.

Одним із показників надійності є довговічність, яка, у свою чергу, може бути охарактеризована ресурсом. Як і для більшості головних агрегатів вертольота (лопатей і втулок несучих і рульових гвинтів, систем керування

гвинтами, редукторів, рами підредуктора і т.ін.), для трансмісій встановлюється ресурс за умовами втомної міцності.

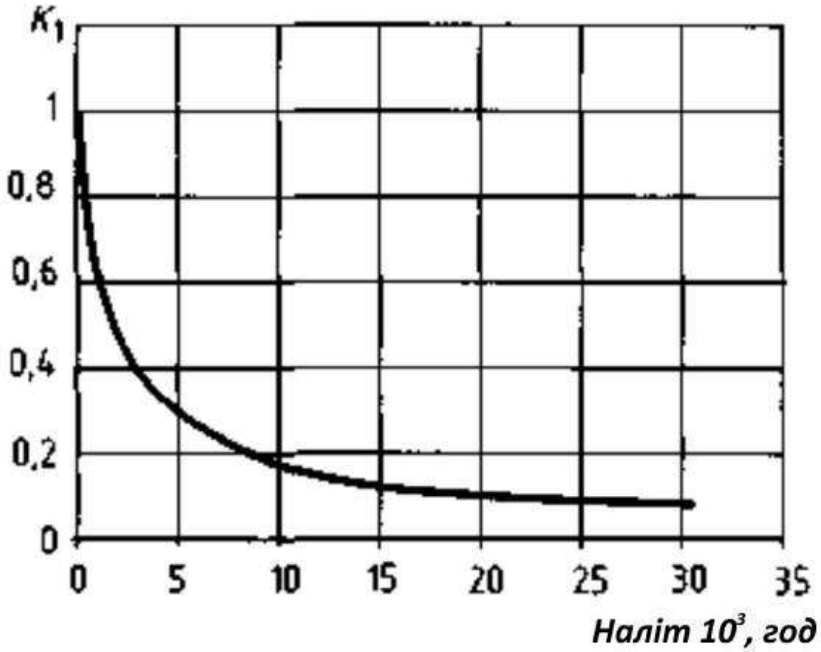


Рис. 18.5. Залежність коефіцієнта катастроф К1 від нальоту повітряного судна в межах призначеного ресурсу

Ресурс за умовами втомної міцності – це допустимий час експлуатації з умови практичної відсутності втомних руйнувань. Як правило, його обчислюють у годиннику польоту вертольота. В експлуатації екіпаж ураховує сумарний наліт на даному примірнику вертольота. Коли наліт досягає встановленого ресурсу, агрегат з експлуатації знімають і замінюють новим. У необхідних випадках при підрахунку нальоту враховується і час роботи вертольота на землі.

Ресурс за умовами втомної міцності не слід плутати із загальнотехнічним ресурсом і календарним терміном служби, хоча ці поняття і пов'язані між собою.

Загальнотехнічний ресурс установлюють не тільки за умовами міцності, але і з більш загальних міркувань, з урахуванням інших чинників, що визначають придатність конструкції для подальшої експлуатації (наприклад, зносу несилових елементів, вироблення і т. п.).

Календарний термін служби встановлюють не в годиннику нальоту, а як загальний термін придатності агрегату, незалежно від інтенсивності експлуатації його за цей час. Ураховують такі чинники, як старіння клейових з'єднань, корозія і т.п. Календарний термін служби впливає на ресурс за умовами втомної міцності.

Надалі розглядатиметься тільки ресурс за умовами втомної міцності; для скорочення він іменується далі просто ресурсом.

Для визначення безпечного ресурсу конструкції при дії змінних навантажень необхідно знати як величину навантажень і число циклів, так і характеристики втомності. На різних стадіях створення і експлуатації вертольота у розпорядженні конструктора є різні за своєю точністю дані.

На **стадіях проектування** є зазвичай розрахункові дані, результати випробувань моделей в аеродинамічних трубах і матеріали, отримані при випробуваннях аналогічних конструкцій. Ці дані за величиною змінних навантажень у багатьох випадках мають невисоку точність.

Тому ресурс щодо даних, які є на стадіях проектування, точно визначити не можна. Проводять орієнтовну оцінку ресурсу з поправками, що йдуть у запас надійності. Величину цих поправок визначають на підставі наявного досвіду. Такі оцінки дозволяють судити про перспективність даної конструкції і про можливість (з міркувань безпеки від втомних руйнувань) початку льотних випробувань дослідного екземпляра вертольота.

З першого ж польоту **дослідного вертольота** вимірюють напруження в більшості агрегатів. Ці вимірювання дозволяють уточнити величину навантажень. Паралельно із цим проводять випробування окремих елементів конструкції, що дозволяє уточнити і характеристики втоми. Маючи результати вимірювань напруження у польоті на даному вертольоті і випробувань на втому реальних елементів конструкція, можна вже достовірніше визначити ресурс. Установлений таким чином ресурс називається **попереднім**.

Встановлено, що навіть невеликі технологічні відхилення можуть істотно змінити характеристики втоми. Тому при серійному виробництві виконують контрольні випробування на втому. Ресурс, установлений за наслідками випробувань на втому агрегатів серійного виробництва, називається **початковим**. Він є найбільшим ресурсом, який може бути встановлений без урахування досвіду експлуатації.

Таким чином, один і той же агрегат, навіть без яких-небудь конструктивних доопрацювань, у міру накопичення відповідних даних може мати різний ресурс, спочатку невеликий, встановлений з великим запасом, а далі – у міру підвищення рівня знань і збільшення обсягу експериментальних матеріалів, що поступово підвищується.

Зазвичай цей процес уточнення ресурсу супроводжується конструктивними і технологічними доопрацюваннями, спрямованими на зменшення напруження і поліпшення характеристик втоми.

Величина змінних навантажень істотно залежить від режиму польоту. Якщо вертоліт в умовах практичної експлуатації відносно більший час літає на режимі з невеликим рівнем навантажень, то пошкоджуваність буде

менше, ніж якби він велику частину часу літав на режимах із підвищеним рівнем навантажень. Тому при розрахунку ресурсу необхідно знати відносний час перебування вертольота на тому або іншому режимі в умовах реальної експлуатації.

Найбільш правильний розподіл відносного часу польоту по режимах можна отримати, аналізуючи досвід експлуатації вертольотів у реальних умовах. У різних варіантах застосування вертольота відносний час перебування на даному режимі може бути різним. Тому треба розглянути декілька варіантів розподілу часу по режимах польоту (для кожного різновиду використання вертольота).

На основі наявного досвіду можна скласти таблиці розподілу відносного часу перебування вертольота на різних режимах. Ними користуються, якщо немає результатів вимірювань в умовах експлуатації. Такі таблиці для вертольотів різного призначення наведені в нормах міцності. Іноді який-небудь режим характеризується особливо великими змінними навантаженнями. В цьому випадку може бути обмежений час перебування на цьому режимі. Таке обмеження вказується для зведення льотчиків в інструкції щодо пілотування вертольота даного типу.

Для сталих режимів польоту характерний дуже близький до періодичного процес зміни змінного напруження в головних елементах його конструкції. У той же час випробування на втому зазвичай проводять під навантаженням, що змінюється за простішим синусоїдальним законом. Для врахування дійсної форми процесу користуються наближеними уявленнями, залежними від особливостей закону зміни змінного напруження за часом у даному конкретному випадку.

На несталих режимах (наприклад, при гальмуванні вертольота) визначають максимальне за режимом значення амплітуди. Далі з деяким запасом вважають, що напруження із такою величиною амплітуд діють на всьому протязі режиму. Точніший спосіб – оцінювання пошкоджуваності, що вноситься кожним циклом навантаження. За сукупністю всіх амплітуд на даному режимі визначається еквівалентне напруження або сумарна пошкоджуваність.

Експериментальне визначення характеристик втоми є достатньо трудомістким. Необхідно випробовувати натурні об'єкти, виготовлені за певною технологією. Мають прикладатися поєднання різних компонентів сил і моментів із змінною частиною і статичною складовою. Виникає ще низка труднощів методичного характеру.

Випробувати велику кількість екземплярів практично неможливо. Зазвичай обмежуються випробуваннями лише декількох екземплярів конструкції.

Розрахунок ресурсу вертолітних конструкцій прийнято виконувати за

такою формулою:

$$N=\frac{N_{min}}{3600 n_s \eta_\Sigma \eta'_\sigma \eta_N}\left(\frac{\Delta\sigma_{вип}}{\Delta\sigma_e}\right)^m, \qquad (18.1)$$

де N_{min} – найменша довговічність за результатами випробувань; n_S – число циклів навантаження за секунду у польоті; η'_Σ – коефіцієнт надійності за гіпотезою лінійного підсумовування пошкоджуваності; η'_σ – коефіцієнт надійності за рівнем змінного напруження; η'_N – коефіцієнт надійності за розкидом довговічностей; $\Delta\sigma_{вип}$ – амплітуда змінного напруження при втомних випробуваннях; $\Delta\sigma_e$ – еквівалентне напруження (визначене за напруженням, що діє у польоті).

Множник $(\Delta\sigma_{вип} / \Delta\sigma_e)^m$ враховує різницю рівнів змінного напруження при втомних випробуваннях і у польоті. Якщо випробування виконували до проведення вимірювань напруження у польоті, то $\Delta\sigma_{вип}$ визначали за якими-небудь попередніми даними. Часто вибирають $\Delta\sigma_{вип}$ значно більше, ніж $\Delta\sigma_e$, щоб скоротити терміни втомних випробувань. Тому, як правило, величини $\Delta\sigma_{вип}$ і $\Delta\sigma_e$ відрізняються один від одного.

Щоб визначити довговічність при дії напруження $\Delta\sigma_e$ за знайденою в результаті втомних випробувань довговічності N_{min}, відповідні напруженню іншої величини ($\Delta\sigma_{вип}$), використовують формулу (18.2). На підставі цієї формули і отриманий даний множник.

$$N_2/N_1=(E\_1/E\_2)^m.$$

Значення показника ступеня m можна приблизно приймати:

при N<108 m=6;

при N>108 m=10.

Величину еквівалентного напруження $\Delta\sigma_e$ визначають зазвичай за формулою:

$$\Delta\sigma_e = \sqrt[m]{\Sigma \overline{n}_i \Delta\sigma_i^m}. \qquad (18.2)$$

У цю формулу підставляють значення відносної тривалості режимів польоту $\overline{n}_i$ за нормами міцності залежно від призначення вертольота.

Оскільки у формулі (18.2) не виключено деяку похибку через можливу неточність гіпотези лінійного підсумовування, то у формулі (18.1) присутній коефіцієнт надійності за гіпотезою лінійного підсумовування η'_Σ. На підставі норм міцності, якщо втомні випробування проводили на одному рівні змінних

навантажень, коефіцієнт η'_{Σ}=2. Для багатоступінчатих програмних випробувань η'_{Σ}=1, оскільки в цьому випадку гіпотезу лінійного підсумовування не використовують.

Деякі індивідуальні особливості кожного екземпляра конструкції, викликані відхиленнями при його виготовленні, призводять до того, що на однакових режимах польоту навантаження на них декілька розрізняються. За весь час експлуатації даного екземпляра вертольота історія його навантаження має декілька індивідуальний характер, пов'язаний з особливостями застосування саме цього вертольота з даним екіпажем для виконання даних робіт. Тому у формулі (18.1) передбачається коефіцієнт надійності η_{σ}. Цей коефіцієнт служить також для урахування похибок вимірювання напруження у польоті. Відповідно до норм міцності величини виміряних при випробуваннях у польоті напруження для урахування вказаних чинників мають бути збільшені в 1,2 раза. У перерахунку на довговічність це становить $(1,2)^6 = 3$. Тому приймають $\eta_{\sigma} = 3$.

Нарешті, необхідно врахувати випадковий розкид довговічностей як при втомних випробуваннях, так і від екземпляра до екземпляра вертольота. Урахування це основано на застосуванні методів математичної статистики. У формулу (18.1) для цього запроваджено коефіцієнт надійності η'_{N}. Вибір коефіцієнта η'_{N} проводиться за нормми міцності.

Бібліографічний список

1. Володко, А. М. Основы конструкции и технической эксплуатации одновинтовых вертолетов / А. М. Володко, А. Л. Литвинов. – М.: Воениздат, 1986. – 200 с.
2. Контроль технической исправности самолетов и вертолетов. Справочник. – М.: Транспорт, 1976. – 360 с.

Розділ 19. МЕТОДОЛОГІЯ ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ І МОДЕЛЮВАННЯ ВЕРТОЛЬОТІВ ТА ЇХ ТРАНСМІСІЙ

19.1. КОНЦЕПЦІЯ І ПРИНЦИПИ ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ ЗБІРНИХ ВЕРТОЛІТНИХ КОНСТРУКЦІЯ

У даний час жодна авіабудівна фірма не може залишатися конкурентоспроможною, якщо вона не в змозі забезпечити високу якість зразків авіаційної техніки, що виготовляються, швидку їх модернізацію або зміну модельного ряду. При цьому на сучасному ринку є нормою наявність великої кількості модифікацій базової моделі. Забезпечити високі темпи робіт зі збереженням високої якості кінцевої продукції та її великої гами дуже складно без застосування комп'ютерних інтегрованих систем CAD/CAM/CAE, що дозволяють інтегрувати процеси проектування, інженерного аналізу і підготовки виробництва.

Процес створення авіаційної техніки та її модифікацій супроводжується розвитком методів її проектування. Вже минулі стадії статистичного, аналітичного, оптимального, автоматизованого і системного методів проектування. В основі методології проектування вертольотів лежить метод оптимального проектування на базі інтегральних критеріїв якості сучасних вертольотів, вибираних за умови задоволення вимог замовника (покупця) до вертольота і Авіаційних правил.

Нині загальновизнаним кількісним критерієм оцінювання якості цивільних вертольотів є вартість перевезень і забезпечення безпеки польотів. Конструктори, які проектують вертоліт і каркас планера вертольота, досягають концептуально заданих кількісних показників критеріїв якості шляхом:

- зменшення маси конструкції як головного чинника, що знижує прямі експлуатаційні витрати завдяки здатності збільшення платного навантаження;
- збільшення терміну служби конструкції та її ресурсу при забезпеченні надійності і безпеки польотів як чинників, що знижують витрати на амортизацію, обслуговування і ремонт.

Головним критерієм в основі сучасних методів проектування авіаційних конструкцій є вимога створення і функціонування надійної, безпечно ушкоджуваної конструкції мінімальної маси із заданим ресурсом. При цьому має гарантуватися можливість виявлення пошкоджень до досягнення ними допустимих критичних розмірів і зберігатися достатня залишкова міцність конструкції.

Очевидно, що створення безпечно ушкоджуваної конструкції передбачено Нормами міцності і Авіаційними правилами, а проектування на заданий ресурс при мінімальній масі зображає економічні проблеми.

Програмою розвитку авіаційної промисловості України передбачено створення нових легких багатоцільових вертольотів із широким діапазоном функціональних можливостей, що відрізняються:

- сучасним технічним і експлуатаційним рівнем розвитку, що перевищує рівень розвитку XX століття, який досягається на основі нових концепцій, науково-технічних рішень і винаходів у галузі аеродинаміки, проектування, конструювання, міцності, вагової досконалості, силової установки, систем вертольота, устаткування, матеріалів, технології виробництва і його підготовки, експлуатабельності, надійності і безпеки;
- відповідністю сучасним Нормам льотної придатності і Авіаційним правилам, гармонізованим за структурою і вимогами з FAR (JAR), стандартами якості і перспективними екологічними стандартами;
- високим ступенем конструктивно-технологічної і експлуатаційної уніфікації і спадкоємності із сучасними вертольотами;
- економічною ефективністю, обумовленою меншою, ніж у конкурентів, ціною аналогічних вертольотів при порівнянних експлуатаційних показниках;
- застосуванням стратегії технічної експлуатації за станом;
- впровадженням інтегрованих технологій проектування, підготовки виробництва, інженерного аналізу, випробувань, сертифікації, інформаційної підтримки життєвого циклу авіаційних комплексів за допомогою систем CAD/CAM/CAE/PLM і ERP (рис. 19.1).

Розроблення інтегрованих систем забезпечення високої якості, довговічності, надійності і ресурсу, сертифікації авіаційної техніки та її виробництва, а також науково-технічного заділу створює передумови для вдосконалення авіатехніки наступних поколінь із використанням інтегрованої комп'ютеризації при проектуванні, конструюванні, технологічній підготовці виробництва, серійному виробництві, льотних випробуваннях на основі безперервної інформаційної підтримки життєвого циклу виробу (CALS-технологій) і є важливим завданням випуску авіаційної техніки в умовах сучасного ринку.

Інформаційні технології спільно із прогресивними авіаційними технологіями проектування і виробництва за наявності єдиного інформаційного простору дозволяють істотно підвищити продуктивність праці, якість авіаційної техніки, що випускається, при значному скороченні термінів постачання на виробництво і випуску нових, сучасніших вертольотів, що відповідають запитам покупців.

Для організації єдиного інформаційного простору необхідна інтеграція конструкторської, виробничої і експлуатаційної баз даних в єдину базу даних.

Ідея створення єдиного інформаційного середовища і інтеграція її у всі ланки супроводу виробу по життєвому циклу також сприяє виконанню основного завдання авіації України – забезпечити безпеку перевезень при мінімумі витрат на перевезення тонно-кілометра вантажу або одного пасажиро-кілометра, зниження вартості життєвого циклу вертольота.

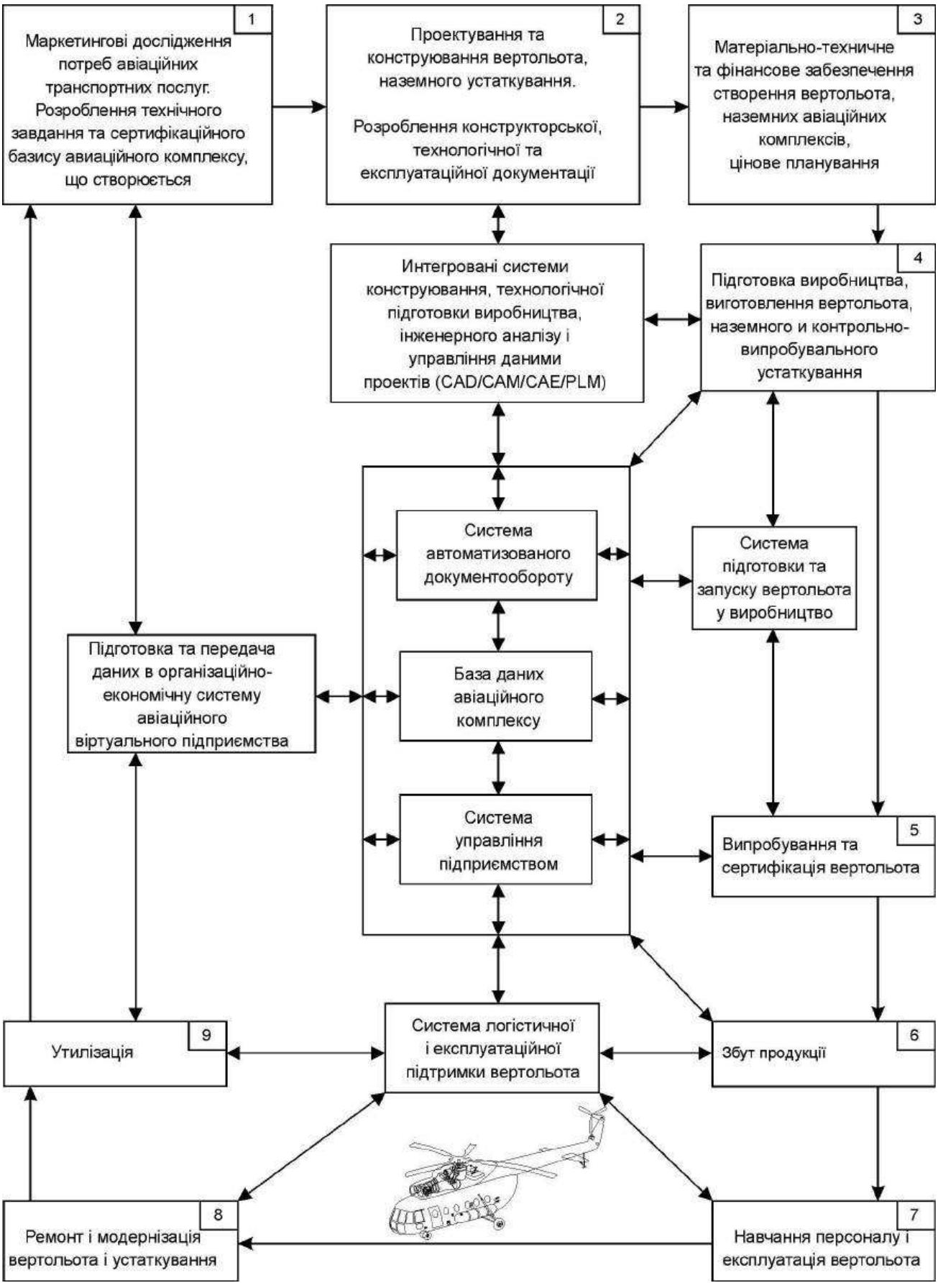


Рис. 19.1. Компоненти життєвого циклу вертольота і його інформаційної підтримки

Відповідно до завдань супроводу виробу по життєвому циклу єдина база даних має містити дані щодо створюваної авіаційної техніки для підприємств-виробників і сервісних центрів з описом організаційних, конструкторських і технологічних процесів, що проходять у цей час. Методи та ідеї супроводу виробів авіаційної техніки по життєвому циклу і основані на них інтегровані інформаційні технології знаходять все більше застосування у всіх авіаційних фірмах світу.

Розвиток інформаційних технологій дозволяє інтенсифікувати процеси створення технічної документації, конструкторської і технологічної підготовок виробництва, управління виробництвом і супроводу виробу і, найголовніше, реалізувати інформаційну підтримку життєвого циклу виробу, схема якої показана на рис. 19.1.

Дані для інформаційної підтримки збираються і упорядковуються в розподіленій по організаціях єдиній базі даних із вільним доступом до них всіх учасників супроводу по життєвому циклу.

При створенні нового виробу, конструкторській і технологічній підготовці його виробництва за допомогою інтегрованих систем CAD/CAM/CAE/PLM в інтегрованій інформаційній системі описуються структура виробу, його склад і всі вхідні компоненти: деталі, вузли, агрегати, що комплектують вироби, матеріали.

Застосування інтегрованих інформаційних технологій до процесу проектування вертольота дозволить зменшити витрати на створення, виробництво і супровід по життєвому циклу вертольота, на 30% підвищити продуктивність і ергономіку праці, що врешті-решт підвищить якість і конкурентоспроможність вироблюваної продукції, якість виробничої діяльності інженерів.

Інформаційна технологія інтегрованого проектування вертольота передбачає застосування параметричного аналітичного еталона конструкції, створеного в системі CAD\CAM у розрахунках: аеродинаміки і міцності; ресурсу і живучості; маси вертольота і його центрування; динаміки конструкції і безпеки її функціонування, а також при технологічній підготовці виробництва і управлінні якістю, експлуатації і ремонті.

Метод інтегрованого проектування охоплює проектування і комп'ютерне параметричне тривимірне моделювання конструкції вертольота в цілому і окремих її частин. Вертоліт є безліч деталей, складок, вузлів та агрегатів, з'єднаних між собою різними типами роз'ємних і нероз'ємних з'єднань, від якості проектування і виконання яких залежать масові, ресурсні, аеродинамічні і естетичні характеристики вертольота.

Методи проектування збірних вертолітних конструкцій, що застосовувалися раніше, базувалися на двовимірних моделях і їх плазовій ув'язці, що не дозволяло врахувати всі конструктивні і технологічні

особливості і привело до необхідності створення інтегрованого методу проектування.

На рис. 19.2 показано нову концепцію інтегрованого проектування збірних вертолітних конструкцій.

Розроблена концепція інтегрованого проектування збірних вертолітних конструкцій є методологічною основою створення з'єднань силових елементів планера заданої статичної міцності, ресурсу, герметичності і якості зовнішньої поверхні при мінімальній масі з'єднання.

Інтегроване проектування збірних вертолітних конструкцій можна розділити на етапи, взаємозв'язок яких показано на рис. 19.2:

1. Створення інтегрованого інформаційного середовища, комплексу технічних і програмних засобів для створення проекту вертольота, виробничої і експериментальної бази, колективу фахівців (рис. 19.3 - 19.5).
2. Розроблення концепції створення нового вертольота або модифікації проектування CAD/CAM/CAE/PLM, що вже існує із застосуванням комп'ютерних інтегрованих систем.
3. Розроблення майстер-геометрії вертольота в системі CAD/CAM/CAE/PLM.
4. Визначення розрахункових навантажень, що діють на агрегати вертольота, і навантажень типового польоту, напруження, що допускається, в регулярній зоні для забезпечення довговічності, що регламентується.
5. Інтегроване проектування з'єднань збірних вертолітних конструкцій.
6. Створення аналітичних еталонів збірних вертолітних конструкцій (рис. 19.6).
7. Розроблення конструкторської, технологічної і експлуатаційної документації.

Всі роботи щодо інтегрованого проектування збірних вертолітних конструкцій виконують в єдиній базі даних проектованого вертольота із застосуванням конструкторських і технологічних баз даних.

На основі запропонованої концепції були розроблені принципи інтегрованого проектування збірних вертолітних конструкцій:

1. *Принцип створення аналітичних еталонів збірних вертолітних конструкцій*

   Тривимірні комп'ютерні моделі майстер-геометрії, розподіли простору, аналітичні еталони елементів збірних вертолітних конструкцій створюються методами аналітичної геометрії за допомогою інтегрованих систем CAD/CAM/CAE/PLM в єдиному інформаційному середовищі підтримки життєвого циклу вертольотів.
2. Принцип створення майстер-геометрії зовнішнього вигляду вертольота.



Рис. 19.2. Нова концепція інтегрованого проектування збірних вертолітних

конструкцій

Параметри зовнішнього вигляду нового вертольота мінімальної маси і довговічності, що регламентується, мають відповідати заданим перспективним тактико-технічним вимогам, Авіаційним правилам, концепції створення нового вертольота і визначатися із співвідношень:

$$\text{ТТТ} \rightarrow \text{схема вертольота} \rightarrow \rightarrow$$

$$m_0 = \frac{m_{ек} + m_{об.упр} + m_{ком}}{1 - \left[\bar{m}_к(p, n_р, N_{рег}, ОГП) + \bar{m}_{су}(p, \bar{N}_0, \gamma_{дв}, R, N_{дв}) + \bar{m}_T(p, C_T, k, L)\right]} \rightarrow$$

$$\rightarrow m_{0\min} \rightarrow p_{opt} \rightarrow \bar{N}_{opt} \rightarrow N_0 \rightarrow \sigma_i \rightarrow \text{профіль лопаті} \rightarrow (R, \lambda_i, \eta_i, D_ф, L_{Р.в}, L_{в.о}) \rightarrow$$

$$\rightarrow (\mathrm{tg}\varphi_{ц.м}) \rightarrow \text{аналітичний еталон поверхні вертольота.}$$

3. Принцип проектування регулярних зон збірних вертолітних конструкцій

Конструктивні параметри і технологія виконання регулярних зон (р.з) вертолітних конструкцій мають забезпечувати сприйняття розрахункових руйнуючих навантажень, довговічність, що регламентується, при навантаженнях, еквівалентних навантаженням типового польоту в експлуатаційному середовищі, заданий коефіцієнт втомної якості ($К_у$), задана якість зовнішньої поверхні, ступінь герметичності і задовольняти такі нерівності:

$$P_{розр} \geq P_{розр}(КП_{р.з}, \sigma_{др.з.}(N_{реглам.р.з}));$$

$$N_{реглам} \leq N_{розр.р.з}(КП_{р.з}, \sigma_{0екв}, \sigma_к, ТВ);$$

$$\Delta_З < 0 \text{ при } К_у \leq 3.\ P = P_{експл};\ \Delta h \leq 0{,}05 \text{ мм}.$$

4. Принцип проектування нерегулярних зон збірних вертолітних конструкцій

Конструктивні параметри і технологія виконання нерегулярних зон (н.р.з) мають забезпечувати сприйняття розрахункових зусиль у нерегулярній зоні при статичному навантаженні, довговічність, що регламентується, якість зовнішньої поверхні і герметичність, що дорівнюють характеристикам регулярної зони або перевищують їх, і задовольняти таким нерівностям:

$$P_{розр} \geq P_{розр}(КП_{н.р.з}, \sigma_{дн.р.з}(N_{реглам.н.р.з}));$$

$$\Delta h_{н.р.з} \leq \Delta h_{р.з};\ \Delta_{Зн.р.з} < \Delta_{Зр.з};$$

$$N_{реглам} \leq \min(N_{розр.н.р.з}(КП_{н.р.з}, (\sigma_{0екв} \cdot \varepsilon_{екв}), \sigma_к, ТВ);$$

$$N_{експ}(КП_{н.р.з}, \sigma_0, \sigma_к, ТВ)).$$

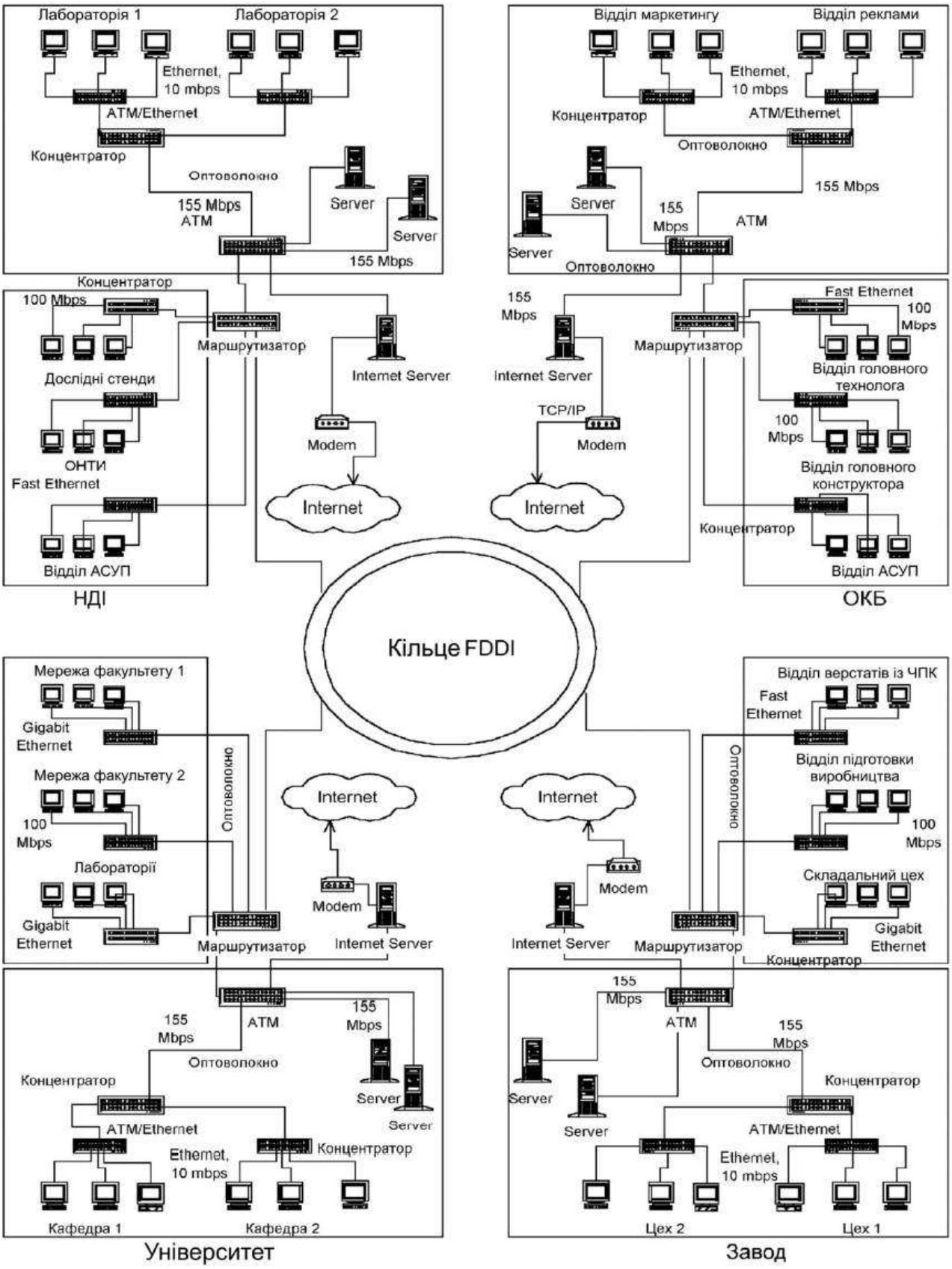


Рис. 19.3. Проектне рішення структури інформаційної мережі віртуального підприємства авіаційного комплексу

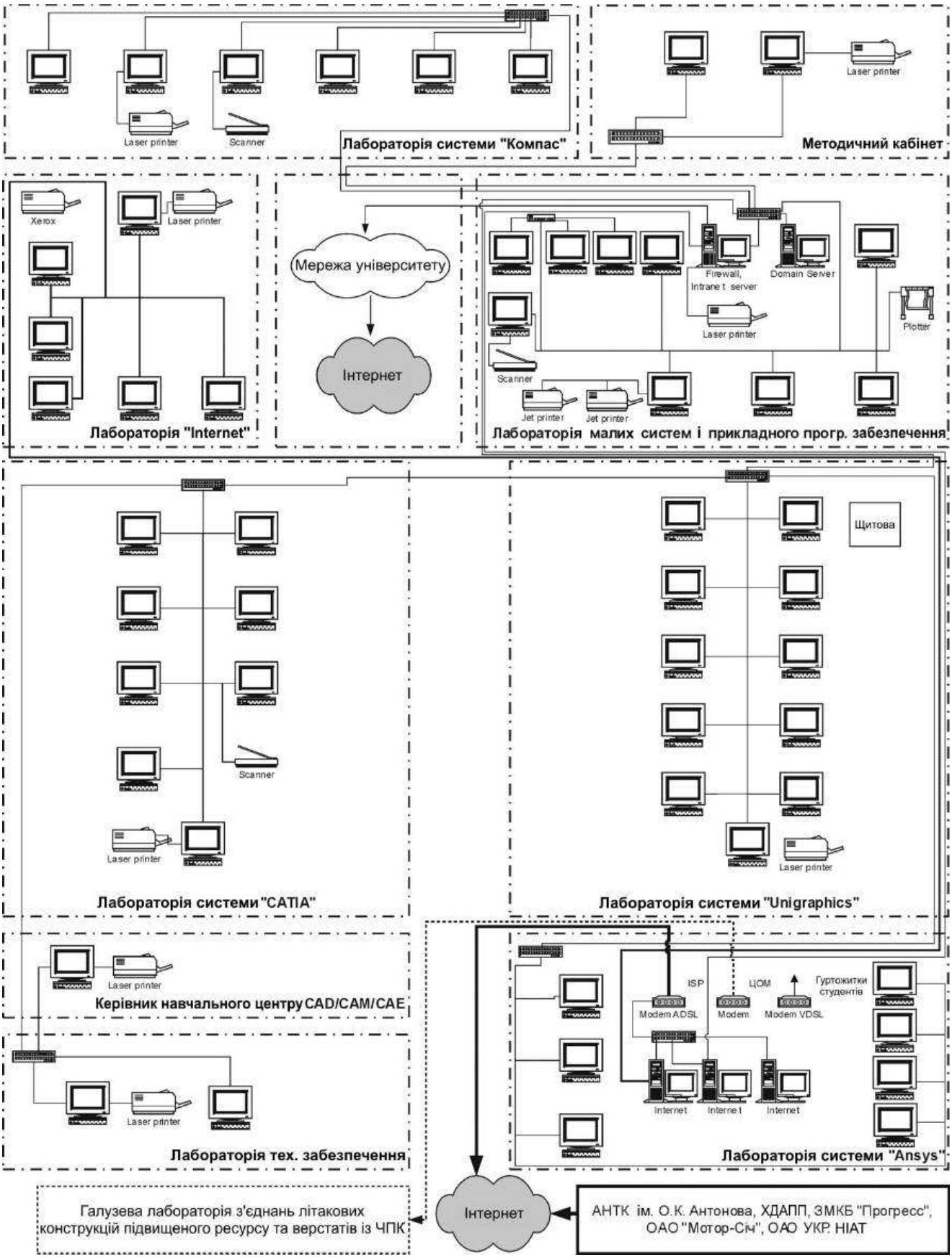


Рис. 19.4. Топологія локальної мережі навчального центру CAD/CAM/CAE ХАІ



Рис. 19.5. Структура та склад засобів для інтегрованого проектування авіаційних конструкцій заданого ресурсу

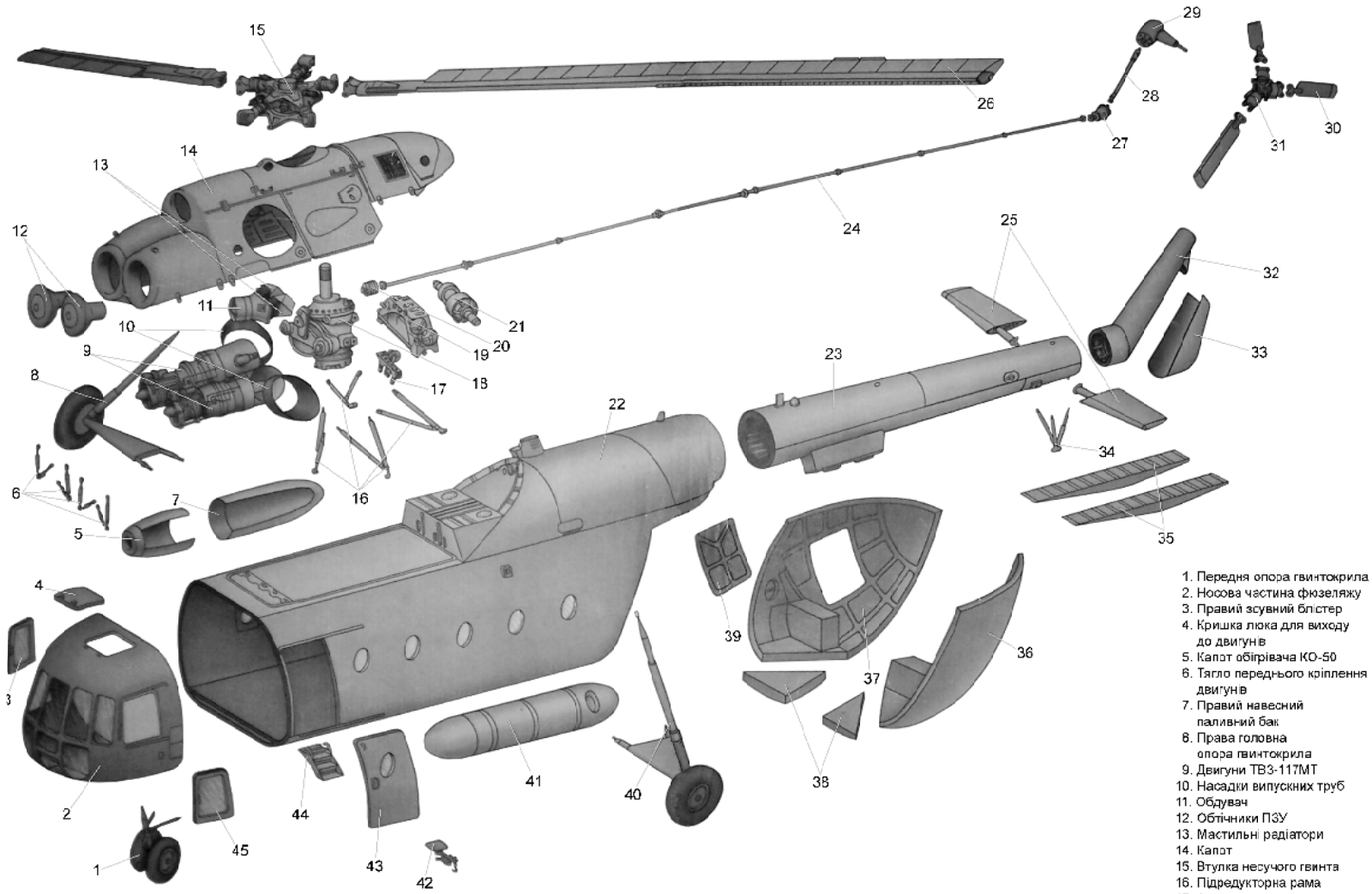


Рис. 19.6. Конструктивні роз’єми

5.Принцип підтримки і досягнення живучості збірних вертолітних конструкцій із втомними тріщинами

Конструктивні параметри безпечно руйнованих збірних вертолітних конструкцій мають забезпечувати можливість контролю критичних місць, виявлення втомних тріщин і застосування прогресивних способів затримки їх зростання, відновлення несучої здатності і герметичності пошкодженої конструкції і задовольняти такі нерівності:

$$(N_{\text{ост.СЗРТУ}} / N_{\text{ост.стр}}) > 1; \quad \Delta_{\text{З,СЗРТУ}} < 0.$$

Для реалізації цих принципів є необхідним розроблення науково обгрунтованих методів інтегрованого проектування.

19.1.1. МЕТОДИ СТВОРЕННЯ МАЙСТЕР-ГЕОМЕТРІЇ, МОДЕЛЕЙ РОЗПОДІЛУ ПРОСТОРУ І ЕТАЛОНІВ ЗБІРНИХ ВЕРТОЛІТНИХ КОНСТРУКЦІЙ

Обмежені можливості проектування мовою накресленої геометрії, велика трудомісткість робіт, зумовлена необхідністю побудови плазів і розплазовок деталей, вузлів, агрегатів, а також усього вертольота, можуть бути подолані шляхом використання мови аналітичної геометрії. Розвиток комп'ютерної техніки і поява комп'ютерних помічників інженера, що працюють на цій мові, таких, як CADDS-5, CATIA, EUCLID, UNIGRAPHICS, надали таку можливість. На рис. 9.7 як приклад надано структуру комп'ютерної інтегрованої системи CAD\CAM\CAE\PLM UNIGRAPHICS, за допомогою якої можна проводити інтегроване проектування збірних вертолітних конструкцій.

Проте застосування таких систем істотно змінює як традиційну форму конструкторсько-технологічної документації, так і сам процес проектування деталей і вузлів, роблячи його наочнішим і визначнішим. Правда, використання конструкторсько-технологічної документації в комп'ютерному вигляді породжує і нові труднощі, пов'язані з легкістю внесення змін у комп'ютерні моделі і невисокою надійністю тривалого зберігання інформації на комп'ютерних носіях.

Модель геометрії деталі в комп'ютерному вигляді (далі – аналітичний еталон, або анет деталі) є базовим, первинним елементом конструкції при комп'ютерному конструюванні нової машини. Він містить еталонні координати всіх точок поверхні деталі в заданій системі координат і є основою комп'ютерного проекту геометрії вертольота.

Сьогодні під комп'ютерним проектом розуміють систему конструкторських, розрахункових і технологічних моделей, а також дані для сертифікації, управління якістю, технічного обслуговування в експлуатації, утилізації, тобто управління життєвим циклом вертольота.

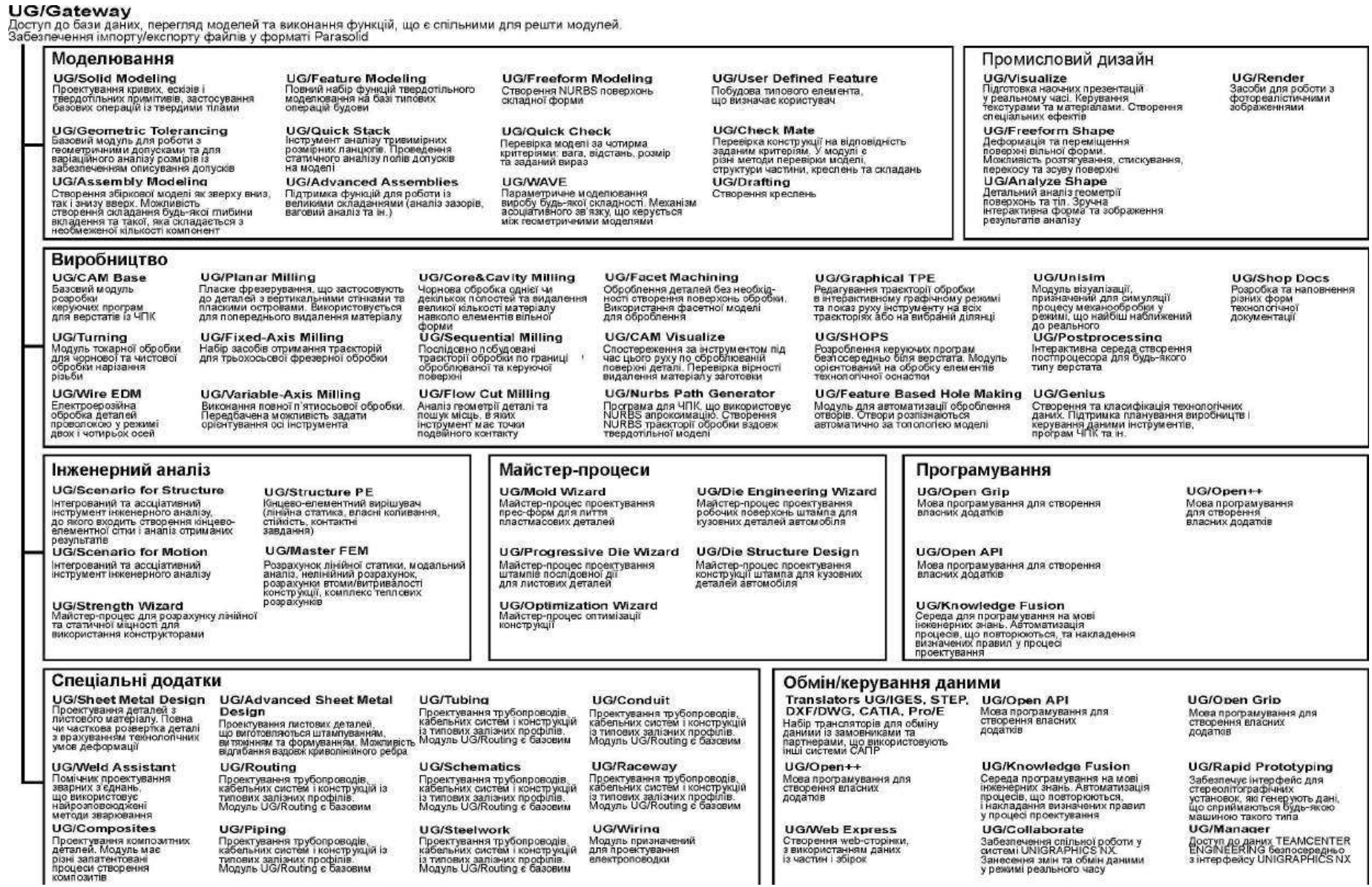


Рис. 19.7. Склад і структура модулів комп'ютерної інтегрованої системи CAD\CAM\CAE\PLM UNIGRAPHICS

Комп'ютерний проект вертольота містить такі моделі:

- модель № 1. Майстер-геометрія вертольота (або модель поверхні вертольота, що визначає всі точки, що лежать на поверхні вертольота);
- модель № 2. Модель розподілу простору вертольота;
- модель № 3. Моделі стиків і з'єднань за конструктивно-технологічними розніманнями;
- модель № 4. Модель геометрії осьового виробу (аналітичні еталони всіх деталей, вузлів, агрегатів і вертольота в цілому), тобто модель повного комп'ютерного визначення вертольота.

Розглянемо процес створення кожної з перерахованих моделей вертольота.

Модель №1. Майстер-геометрія вертольота.

Процес створення моделі №1 можна розділити на такі етапи:

1)розроблення математичної моделі вертольота;

2)розроблення теоретичних креслень агрегатів;

3)створення моделей поверхні агрегатів, об'єднання їх в модель поверхні вертольота;

4)створення каркаса (нанесення слідів базових поверхонь конструктивно-силового набору (КСН) в об'ємі теоретичного креслення (ТК) і конструктивно-силової схеми (КСС)).

Модель №2. Модель розподілу простору вертольота.

Процес створення моделі №2 можна розділити на такі етапи:

1)розроблення конструктивно-технологічного розчленовування;

2)панелірування;

3)створення конструктивно-силового набору;

4)створення елементів конструкції;

5)розміщення устаткування, приладів, покупних виробів і т.п.;

6)компонування систем;

7)компонування кабіни екіпажу;

8)компонування пасажирської кабіни (вантажної кабіни);

9)стикування агрегатів і систем;

10) створення дерева проекту вертольота.

Модель №3. Моделі з'єднань і стиків за конструктивно-технологічними розніманнями.

Розроблення моделі №3 містить такі етапи:

1. Повне визначення конструкції з'єднань і стиків.
2. Призначення взаємозв'язаної системи допусків на елементи стику.

Модель №4. Модель геометрії всього виробу.

Розроблення моделі №4 містить такі етапи:

1. Позонне моделювання:

– розмірно-точних компонентів конструкції зі всіма зв'язками і сполученнями;

– системи з конструктивними елементами кріплення;

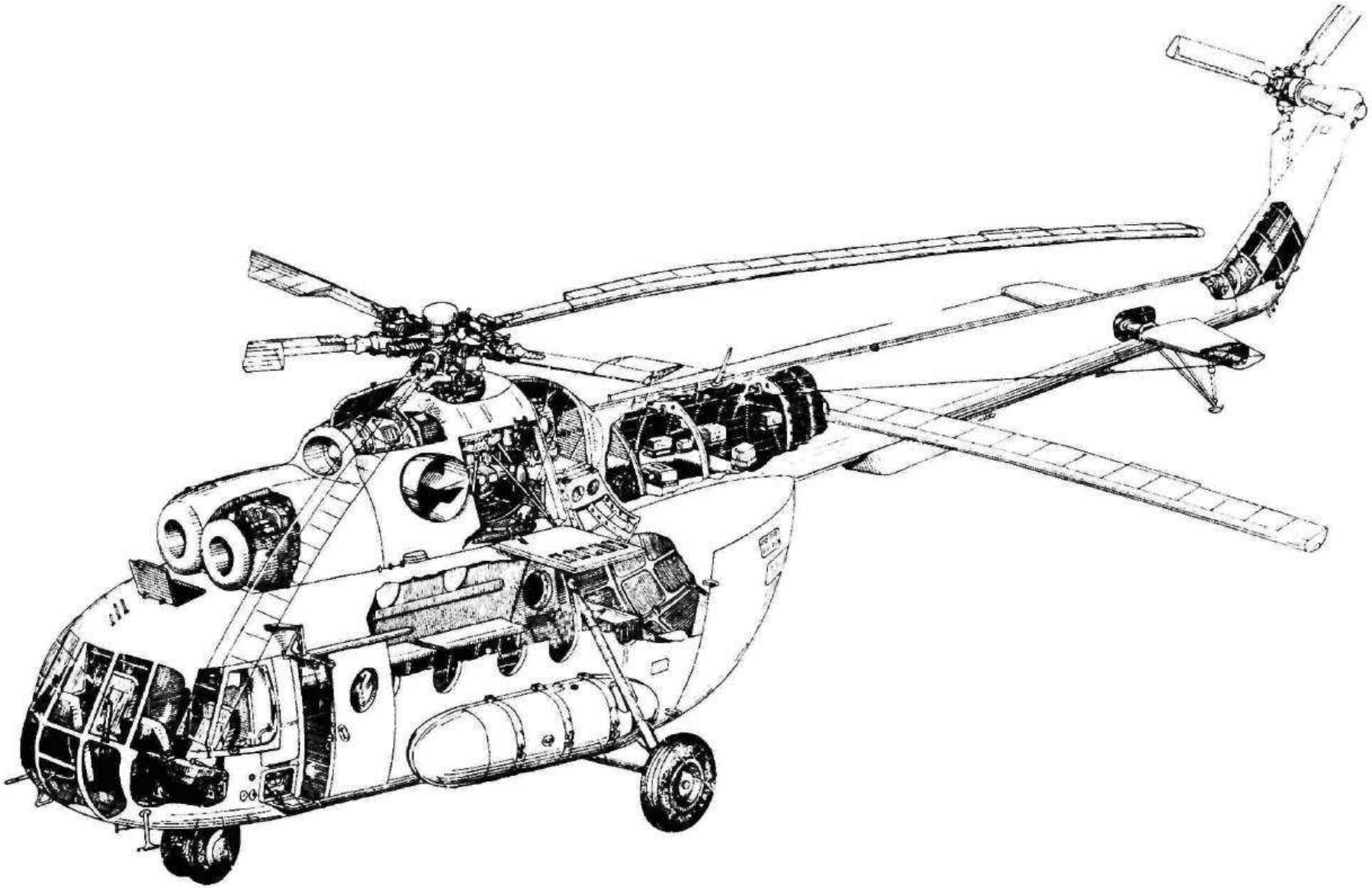


Рис. 19.8. Загальний вигляд вертольота Мі-8Т

– контурів агрегатів і приладів з точною прив'язкою елементів кріплення, а також перевірку елементів конструкції для визначення взаємопроникнення і зазорів, здатності збиратися.

2. Посекційне моделювання:

– аналітичних еталонів всіх елементів конструкції;

– бази даних креслень;

– наповнення атрибутивною інформацією.

3. Поагрегатне моделювання:

– систем, що проходять через агрегати без технологічного розчленовування;

– збирання і контроль усієї інформації за проектом.

Як початкові дані для розроблення параметричних комп'ютерних моделей вертольота приймають основні дані, отримані в результаті загального автоматизованого проектування вертольота: схема вертольота, вагові і геометричні дані, льотно-технічні характеристики. Нижче наведені дані для вертольота Мі-8.

Примітка. За наявності бронезахистну екіпажу гранично допустима передня центрівка становить +330 мм, при цьому витратний бак має бути повним, інакше стрілець задньої стрілецької установки не повинен покидати своє місце.

19.2. ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА І ГОЛОВНІ ДАНІ ВЕРТОЛЬОТА

19.2.1. Модифікації вертольотів сім'ї Мі-8

Мі-8Т (HIP-C) – головна транспортна модифікація (рис. 19.8, 19.9).

Мі-8ТВ – модернізована версія.

Мі-8ТВК – експортна версія Мі-8ТВ.

Мі-9 – командний вертоліт, що літає.

Мі-14ПЛ – головна протичовнова модифікація.

Мі-14ПЛМ – модифікована версія Мі-14ПЛ.

Мі-14ПС – пошуково-рятувальний варіант.

Мі-14PW – Мі-14ПЛ у польській експлуатації.

Мі-8МТ – транспортно-бойовий вертоліт на базі Мі-8ТВ.

Мі-8МТВ – транспортно-бойовий вертоліт, подальший розвиток Мі-8МТ.

Мі-17 – нова версія на основі Мі-8МТ.

Мі-17-1ВА – варіант госпіталю, що літає, обладнаний двигунами ТВЗ-117ВМ.

19.2.2. Головні варіанти застосування вертольота:

– транспортний;

– десантний;

– санітарний;

– бойовий.

Бойовий варіант для вертольота не є пріоритетним, і в окремих випадках для забезпечення десантних операцій у складі бойових груп передбачається мати вертольоти вогняної підтримки і прикриття – Мі-24.

Крім того, вертоліт може виконувати низку спеціальних завдань, таких, як порятунок екіпажів збитих і таких ЛА, що терплять лихо, монтаж різних конструкцій, установлення мін, буксирування мінних тралів і барж, ведення повітряної розвідки, забезпечення зв'язку, коректування артилерійського вогню, надання радіоелектронної протидії.

19.2.3. Головні дані

19.2.3.1. Вагові:

Нормальна злітна вага, кг 11100
Максимальна злітна вага, кг 13000
Максимальна вага вантажу, що перевозиться,
при повній заправці паливних баків (без ДТБ), кг 4000
Максимальна вага вантажу на зовнішній підвісці, кг 3000
Нормальне десантне навантаження, кг 2000
Кількість солдатів, що перевозяться 24
Кількість поранених, що перевозяться на носилках 12

19.2.3.2. Геометричні:

Довжина вертольота, м:
– без НГ і РГ 18,4
– з НГ і РГ 25,4
Висота вертольота, м:
– без РГ 4,76
– з РГ 5,55
Колія шасі, мм 4510
База шасі, мм 4280
Кліренс вертольота (по шп. 14), м 0,445
Кут стоянки вертольота ..... 4°10'
Відстань від кінця лопаті до хвостової балки (ХБ) на
стоянці, м 0,45
Діаметр НГ, м 213
Діаметр РГ, м 3,9
Габаритні розміри ГР, м 5,34х2,34х1,8

19.2.3.3. Льотно-технічні:

Максимальна швидкість горизонтального польоту (Н = 0 ... 1000 м), км/год:
– з нормальною злітною вагою 250
– з максимальною злітною вагою 230
Крейсерська швидкість (Н < 1000 м), км/год:
– з нормальною злітною вагою ..... 220...240
– з максимальною злітною вагою ..... 205...215

Статична стеля ($G_{норм}$, САУ, поза впливом землі), м.....1760
Практична стеля, м:
– з нормальною злітною вагою.....5000
– з максимальною злітною вагою.....4100
Час набору висоти («НОМІНАЛ», $V_{найвиг}$ = 120 км/год, ПОС $_{викл}$), хв:

	з $G_{норм}$	з $G_{макс}$
– 1000 м	1,8+0,5	2,4+0,5
– 3000 м	6+1	10,9+1
– 4000 м	9,5+2	

Практична дальність польоту (Н = 500м, $V_{крейс}$, без ДТБ, з $m_{пал}$ = 5%), км.
– при $G_{дес}$ = 2117 кг 495
– при $G_{дес}$ = 4000 кг 465
– з одним ДТБ 725
– з двома ДТБ..... 950

Примітка:

1. При роботі ПОС $H_{практ}$ знижується на 200...300 м.
2. ЕВУ знижують $H_{практ}$ на 150...200 м.

Гранично допустимі центрівки:
– передня, мм..... +300
– задня, мм..... -95

19.3. ФЮЗЕЛЯЖ ВЕРТОЛЬОТА. ЗАСОБИ АВАРІЙНОГО ПОКИДАННЯ

19.3.1. Загальна характеристика фюзеляжу

Фюзеляж – головний силовий корпус вертольота, який є суцільнометалевим півмонококовим клепаної конструкції змінного перерізу з гладкою працюючою обшивкою.

Фюзеляж (рис. 19.10, 19,11) має три конструктивних рознімання і містить:

– носову частину (НЧФ) (шп. 1Н...5Н) – 2;
– центральну частину (ЦЧФ) (шп. 1...23) – 21;
– ХБ (шп. 1...Л7) -10;
– кінцеву балку (КБ) (шп. 1...9) – 14 і 13.

Стикування головних частин фюзеляжу здійснено за шп. 1 і 23 ЦЧФ і за шп. 17 ХБ.

Таким чином, фюзеляж має один технологічний і два експлуатаційних рознімання.

Силовий набір фюзеляжу складають шпангоути, стрингери і подовжні балки. Його зв'язує в жорстку конструкцію працююча обшивка, товщина якої становить 0,8...1,2 мм.

Головні конструкційні матеріали: Д-16АТ; В-95; АК-6; АК-8; МЛ-5Т; 30ХГС(Н) А.

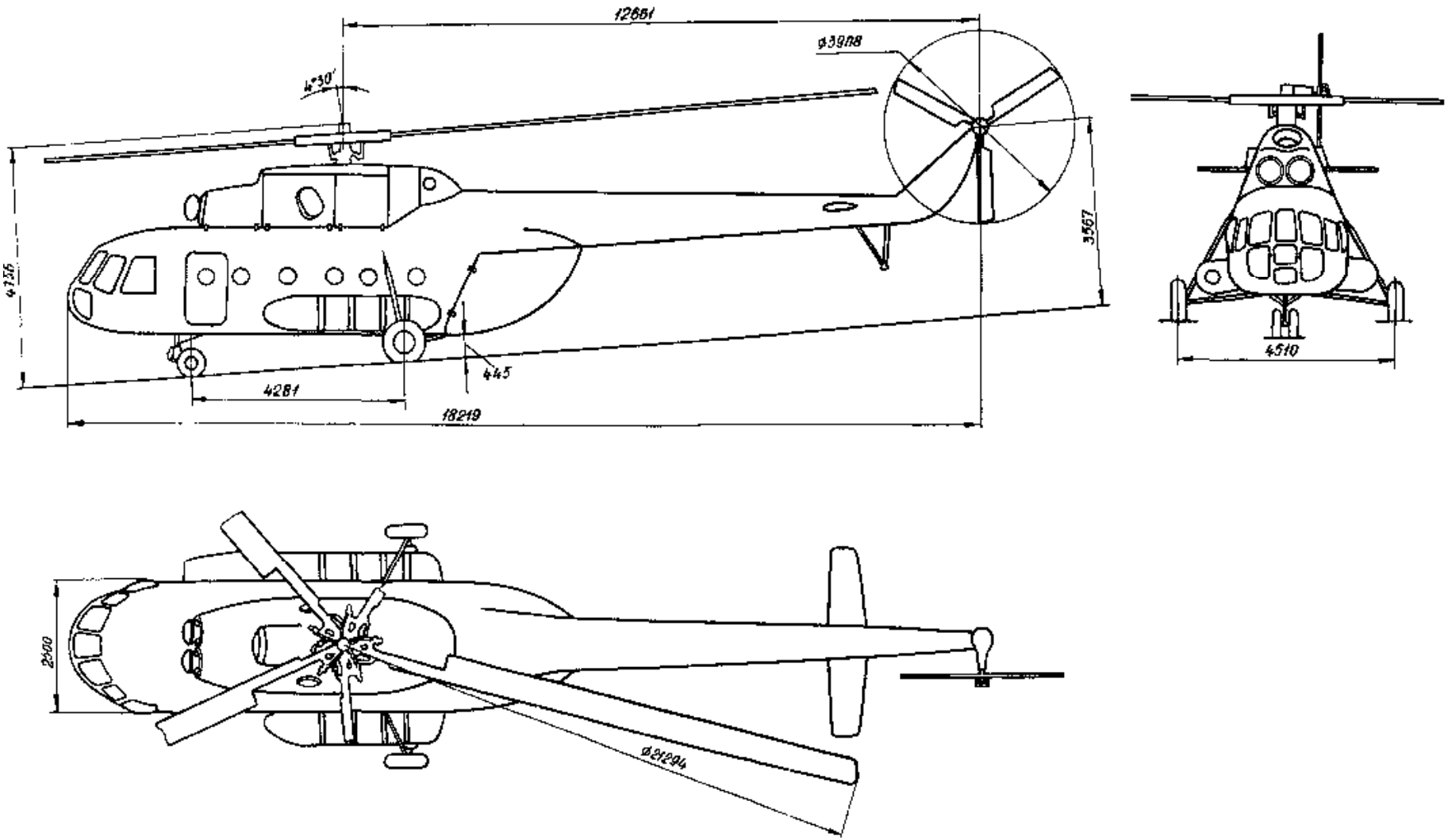


Рис. 19.9. Головні габаритні розміри вертольота

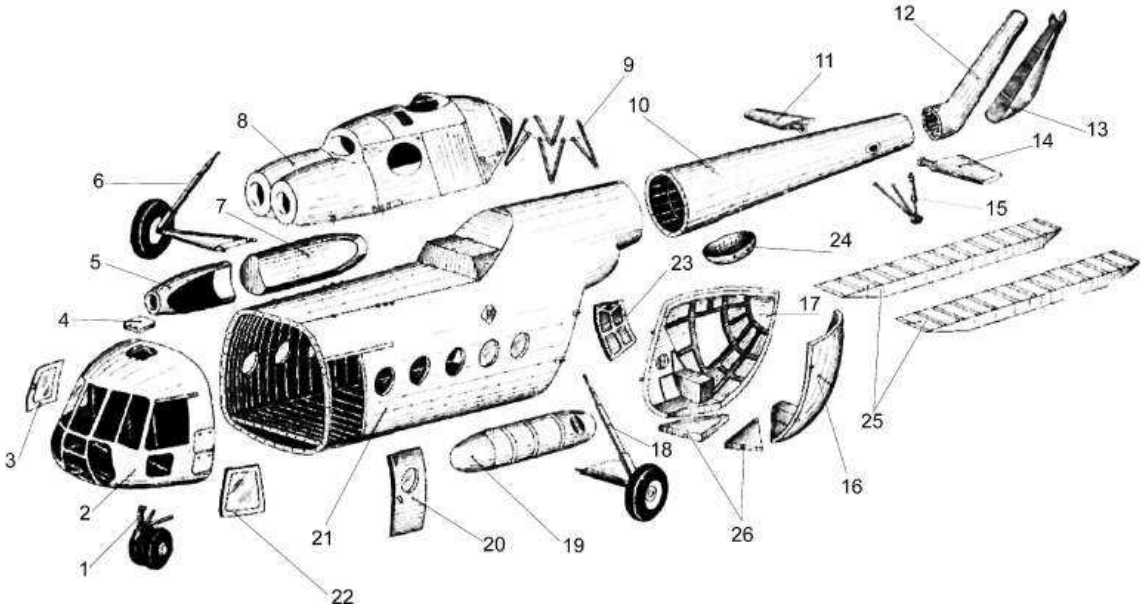


Рис. 19.10. Конструктивні рознімання планера:

1 – передня нога шасі; 2 – носова частина фюзеляжу; 3, 22 – відсувні лістери; 4 – кришка люка для виходу до силової установки; 5 – капот обігрівача КО-50; 6, 18 – головні ноги шасі; 7, 9 – підвісні паливні баки; 8 – капот; 9 – рама кріплення головного редуктора; 10 – хвостова балка; 11, 14 – права і ліва половини стабілізатора; 12 – кільова балка; 13 – обтічник; 15 – хвостова опора; 16, 17 – вантажні стулки; 20 – двері відсувні; 21 – центральна частина фюзеляжу; 23 – кришка люка для аварійного покидання вертольота; 24 – обтічник антени виробу ДИВ-1; 25 – вантажні трапи; 26 – щитки; 27 – стулка задніх дверей

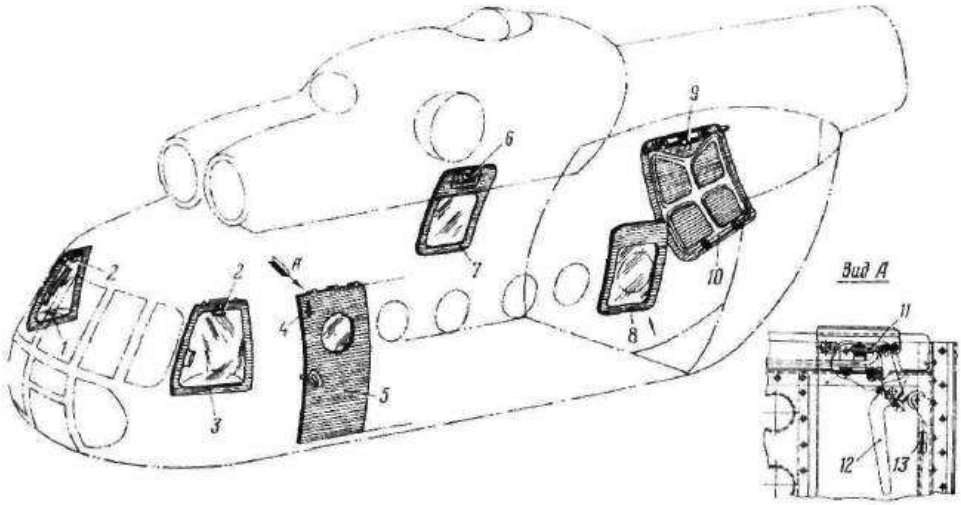


Рис. 19.11. Схема розташування дверей, блістерів і люків для покидання вертольота при аварійних обставинах:

1 – правий блістер; 2, 6, 9 – ручки для аварійного скидання; 3 – лівий блістер; 4 – зовнішня ручка для аварійного скидання дверей; 5 – ліві двері відсувні; 7, 8 – кришки бортових аварійних люків (на пасажирському вертольоті); 10 – кришка аварійного люка в правій вантажній стулці (на транспортному вертольоті); 11 – замикаючий штир; 12 – внутрішня ручка для аварійного скидання дверей; 13 – трос до клеми середнього замка дверей

19.3.2. Конструкція головних елементів фюзеляжу

19.3.2.1. Носова частина фюзеляжу

Носова частина фюзеляжу (НЧФ) (рис. 19.12) є самостійним відсіком, в якому розміщені кабіна екіпажу (КЕ), органи керування вертольотом і двигунами, приладове та інше устаткування (L = 2150 мм).

КЕ займає відсік між шп. 1Н...5Н і відокремлена від ГК шп. 5Н з дверима.

У КЕ розміщені сидіння лівого і правого льотчиків і борттехніка, органи керування вертольотом, приладові дошки, два короби під акумулятори 6 і етажерки з радіо- і електроапаратурою 1. Кабіна може оснащуватися стрілецькою установкою.

На правому і лівому бортах є відсувні блістери 5.

На лівому борту між шп. 3Н...5Н встановлені штепсельні рознімання ШРАП-400-3Ф і ШРАП-500К для підключення джерел змінного і постійного струму.

На правому борту між шп. 4Н...5Н встановлені випрямні пристрої ВУ-6А, які охолоджуються зовнішнім повітрям, що надходить крізь жалюзі знімної панелі.

На стельовій панелі 3 кабіни екіпажу розташований люк із кришкою 2 для виходу до двигунів.

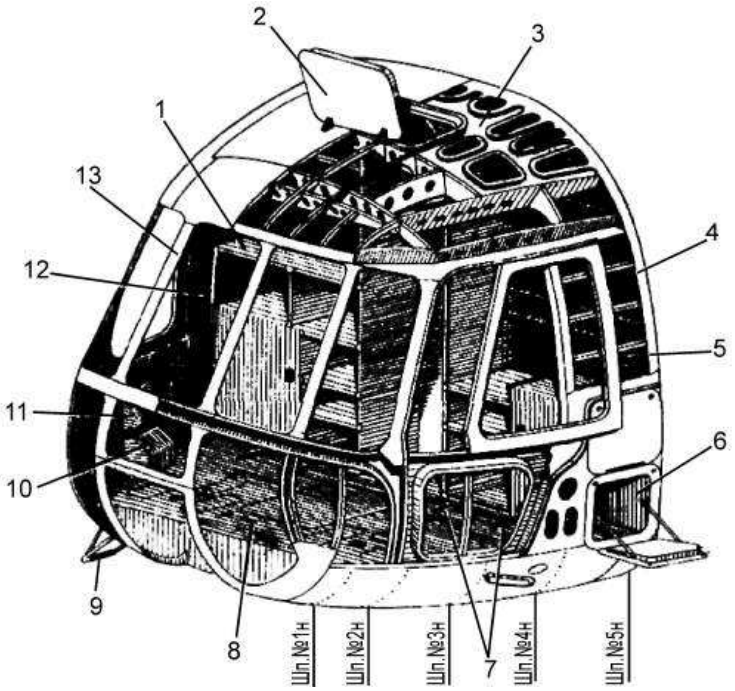


Рис. 19.12. Конструкція носової частини фюзеляжу:

1 – етажерка під агрегати радіоустаткування; 2 – кришка люка для виходу до силової установки; 3 – штампована жорсткість стелі; 4 – стінка шпангоута № 5Н; 5 – відсувний блістер; 6 – короб для акумулятора; 7 – кронштейни кріплення сидіння льотчика; 8 – підлога кабіни; 9 – зовнішня підніжка; 10 – коробка внутрішньої підніжки; 11 – ніша під трос заземлення; 12 – бортова панель; 13 – ліхтар

19.*3.2.2. Центральна частина фюзеляжу*

Центральна частина фюзеляжу (ЦЧФ) (рис. 19.13) є відсіком завдовжки 8740 мм, розташованим між шп. 1...23 і таким, що складається з каркаса працюючої (яка сприймає навантаження) дюралюмінієвої обшивки. У ЦЧФ розташована ГК, що має позаду вантажний люк, який закривається стулками 16, ліворуч – вхідні відсувні двері 2.

Габаритні розміри ГК – 5,34х2,34х1,8 м.

В отворі заднього вантажного люка можуть бути встановлені вантажні трапи, що забезпечують колію 1300...1700 мм.

Розміри отвору фюзеляжу в районі стулок вантажної кабіни: висота – 1,62 м, ширина (по будівельній горизонталі) – 2,29 м.

Над ГК розміщені двигуни, головний редуктор (ГР) і допоміжна силова установка (ВСУ АИ-9В). У надбудові 7 позаду центральної частини розміщується витратний паливний бак і проходить хвостовий вал трансмісії.

У ЦЧФ розміщені між шпангоутами:

– 1...13 – ГК;
– 13...21 – задній відсік із вантажними стулками;
– 2...7 – двигуни;
– 7...10 – ГР;
– за шп. 10 – надбудова;
– 10... 13 – контейнер витратного бака;
– 16 ... 21 – радіовідсік.

19.3.2.3. Хвостова балка

Хвостова балка (ХБ) (рис. 19.14) – клепаної конструкції, балково-стрингерного типу, має форму усіченого конуса завдовжки 5440 мм і складається з каркаса і гладкої працюючої обшивки. Каркас має 17 шпангоутів і 26 стрингерів.

Між шпангоутами:

– 2...6 – обтічник ДИСС-15;
– 3...4 зверху – виріз під проблисковий маяк;
– 7...8 і 15... 16 – вирізи г під стройові вогні;
– 13... 14 – вирізи (вид Б-Б) під лонжерон стабілізатора.

На шп.15 і 17 – вузли кріплення 1 і 2 хвостових опори (ХО). Зовні балки виконані лючки 6 і 7 для огляду хвостового вала. Усередині балки у фітингах 5 розташовані опори хвостового вала трансмісії, а на кронштейнах 3 – колодки 4 з роликами під троси керування рульовим гвинтом.

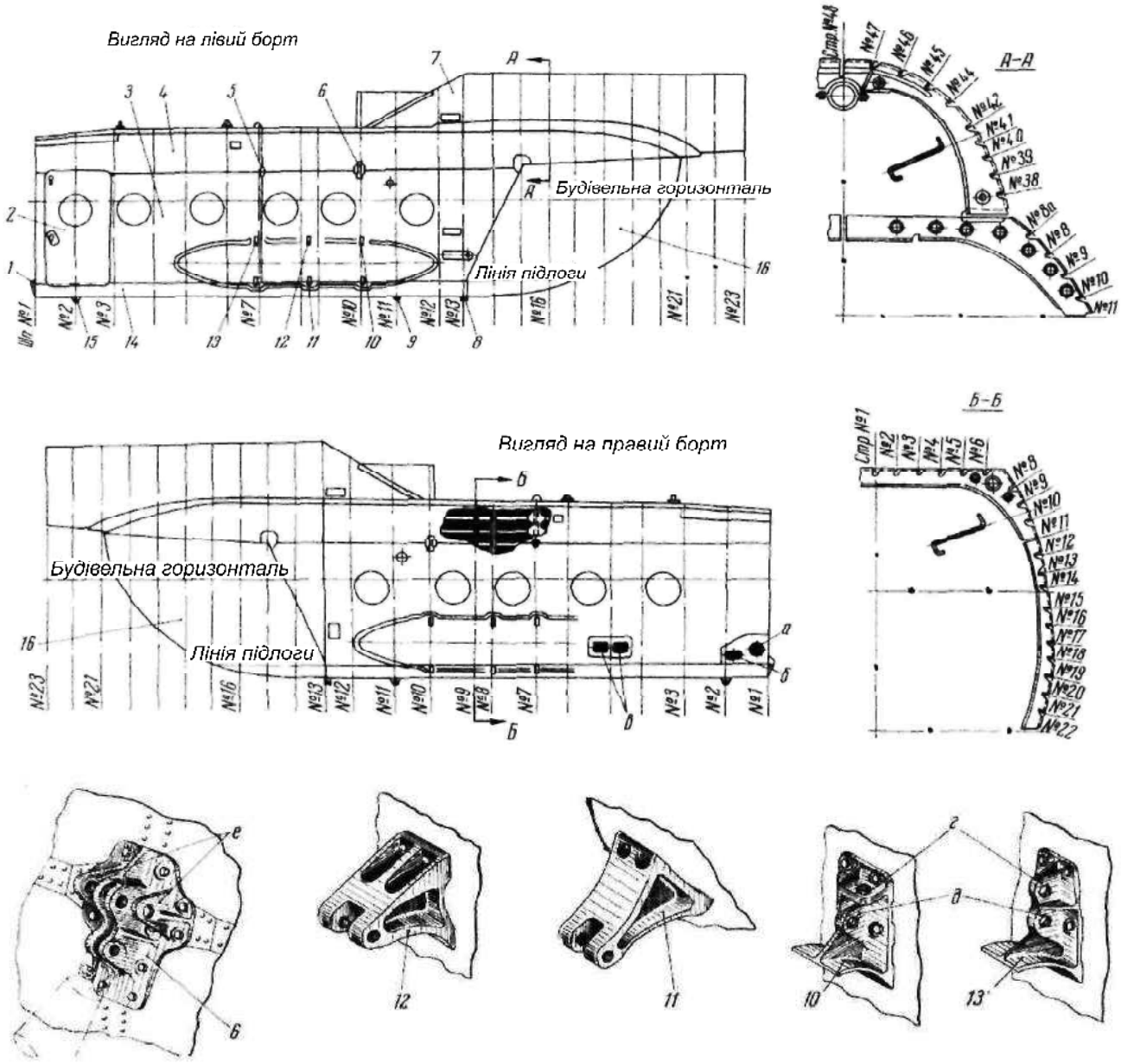


Рис. 19.13. Центральна частина фюзеляжу:

1 – вузол кріплення амортизатора передньої ноги шасі; 2 – відсувні двері; 3 – бортова панель; 4 – стельова панель; 5 – вузол кріплення переднього верхнього підкошування ферми спецустановки; 6 – вузол кріплення амортизатора головної ноги шасі; 7 – надбудова; 8 – вузол кріплення підкошування головної ноги шасі; 9 – вузол кріплення напівосі головної ноги шасі; 10 – верхній задній вузол кріплення підвісного паливного бака; 11 – нижній середній вузол кріплення підвісного паливного бака; 12 – верхній середній вузол кріплення підвісного паливного бака; 13 – верхній передній вузол кріплення підвісного паливного бака; 14 – вантажна підлога; 15 – вузол кріплення підкошування передньої ноги шасі; 16 – вантажні стулки; а – отвір під патрубок огорожі повітря з вантажної кабіни; б – отвір для трубопроводу теплого повітря; в – отвори під патрубки гасового обігрівача; г – вушки під болти кріплення нижніх підкошувань ферми спецустановки; д – вушки під болти кріплення стягнутих стрічок підвісних паливних баків; е – проушини під болт кріплення верхнього підкошування ферми спецустановки і швартовного пристрою

19.3.2.4. Кінцева балка

КБ (рис. 19.15) призначена для винесення осі обертання РГ у площину обертання НГ.

Балка має клепану конструкцію, складається з кільової балки 8 і обтічника.

Вісь кільової балки відхилена вгору на кут 43°30' відносно осі ХБ.

Силовий каркас складають 9 шпангоутів, лонжерон і стрингери.

До шп. 3 кріплять проміжний (ПР), а до шп.9 – хвостовий (ХР) редуктори.

З правого боку між шп.2...3 в середній частині виконано лючок, що закривається кришкою, для перевірки рівня мастила в ПР по мастиломірному склу. Ще один лючок використовують для обдування ПР набігаючим потоком повітря. Зверху балки між шп. 3...4 і 8...9 – лючки для огляду кінцевого вала трансмісії.

Обтічник утворює задній обвод КБ, має знімну 6 (нижню) і незнімну 9 (верхню) частини і є фіксованим аеродинамічним рулем.

19.3.2.5. Стабілізатор

Стабілізатор (рис. 19.16) служить для забезпечення необхідної подовжньої стійкості вертольота як при нормальній роботі двигунів, так і на режимі самообертання НГ.

Площа стабілізатора – 2 м^2.

Його встановлюють із фіксованим кутом -6° (на вертольоті Мі-8МТВ – 3°) щодо хвостової балки. На землі встановлювальний кут стабілізатора може мінятися залежно від варіанта застосування вертольота в діапазоні від +9°...-9°.

Стабілізатор має симетричний профіль NACA-0012 і складається з правої і лівої половин трапецієподібної форми в плані.

Конструкцію кожної половини становлять:

– лонжерон 2;
– 7 нервюр 4;
– хвостовий стрингер 11;
– кінцевий обтічник 8.

Обидві половини з'єднано з віссю навішування 7, яка забезпечена вузлом регулювання кута встановлення (вигляд Б-Б).

Носова частина стабілізатора обшита дюралюмінієвими листами Д16Т завтовшки 0,8 мм, а хвостова частина обшита полотном АМ100-ОП. При проколах і розривах обшивки розміром більше 50 мм стабілізатор необхідно замінити.

До носка нервюри 7 приклепано вантаж балансування 7 масою 0,2 кг, а зовні – вушка 6 кріплення тросової антени РСТ «КАРАТ».

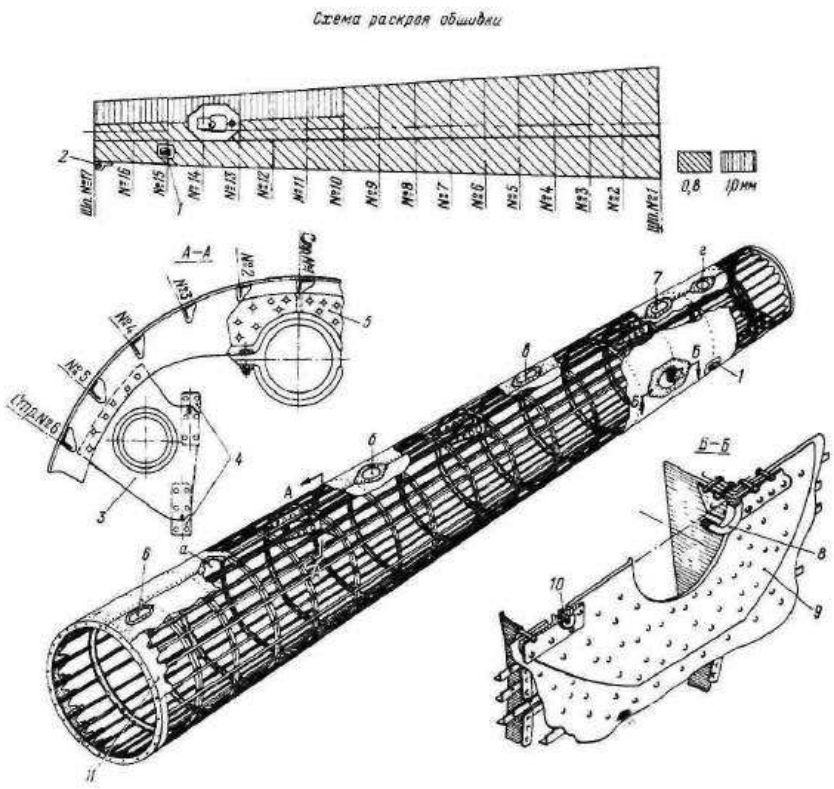


Рис. 19.14. Конструкція хвостової балки:

1 – вузли кріплення підкошувань хвостової опори; 2 – вузол кріплення амортизатора хвостової опори; 3 – кронштейн для кріплення колодок; 4 – текстолітні колодки під троси керування хвостовим гвинтом; 5 – фітинг під опору хвостового вала трансмісії; 6, 7 – кришки люків для огляду і мастила шліцьових сполучних муфт хвостового вала трансмісії; 8 – кронштейн кріплення стабілізатора; 9 – накладка; 10 – п'ята; 11 – зубчата стрічка; а – виріз під проблисковий маяк; б, г – вирізи під установку стройових вогнів; в – виріз під датчик курсової системи

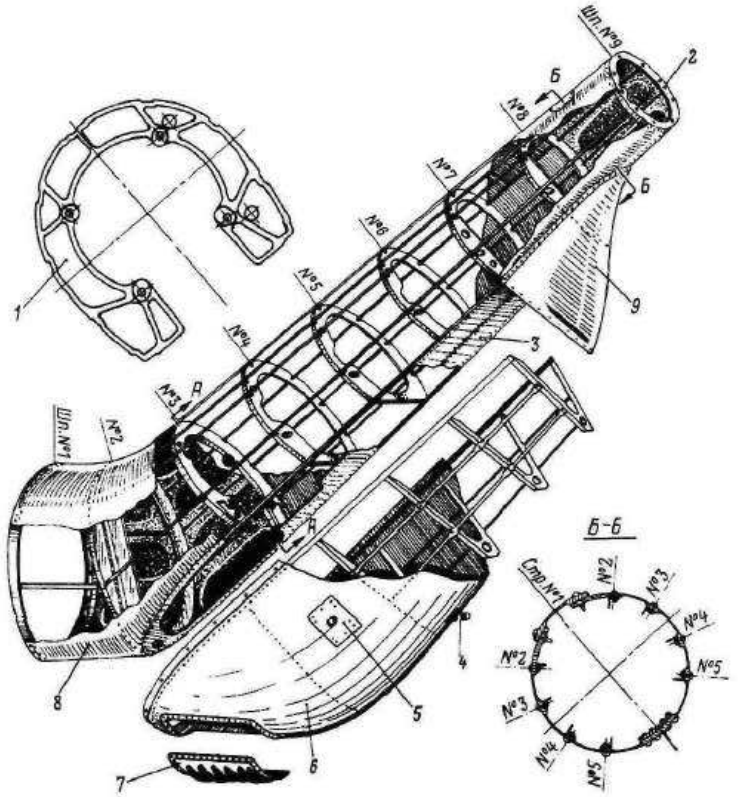


Рис. 19.15. Конструкція кінцевої балки:

1 – шпангоут № 3 з вузлами кріплення проміжного редуктора; 2 – шпангоут № 9 з фланцем кріплення хвостового редуктора; 3 – лонжерон; 4 – хвостовий вогонь; 5 – накладна антена виробу 020М; 6 – знімна частина обтічника; 7 – кришка із зябрами; 8 – кільова балка; 9 – верхня (незнімна) частина обтічника

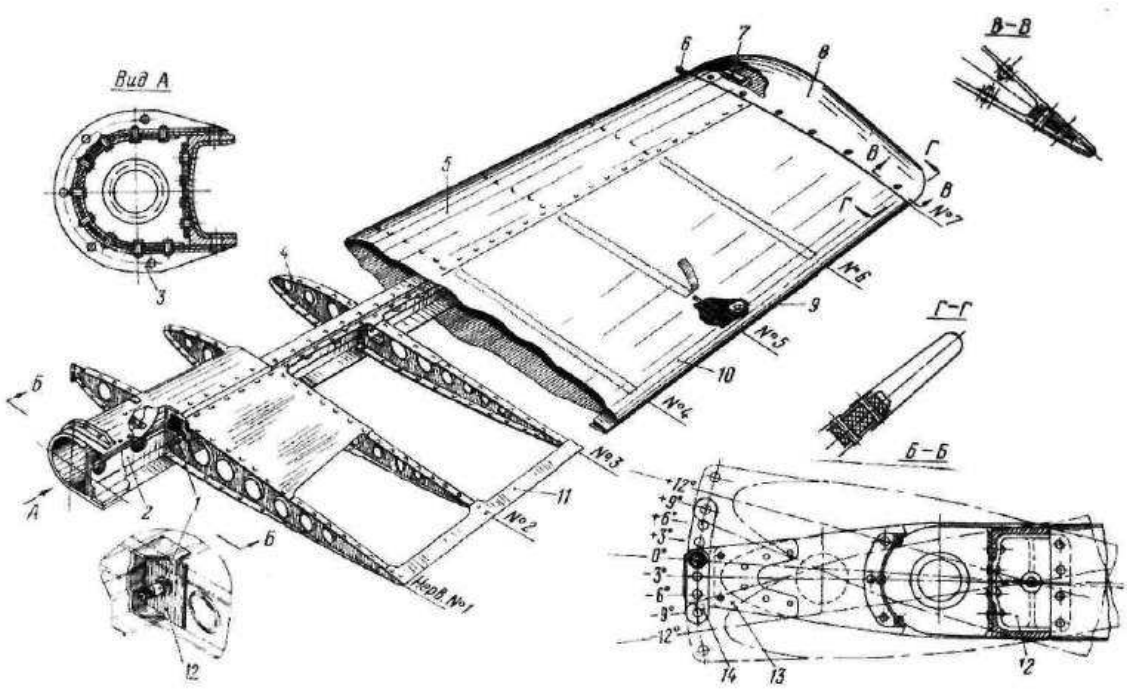


Рис. 19.16. Конструкція правої половини стабілізатора:

1 – вісь навішування стабілізатора; 2 – лонжерон; 3 – стикувальний фланець; 4 – нервюра; 5 – дюралюмінієва обшивка; 6 – вухо кріплення променевої антени; 7 – вантаж балансування; 8 – кінцевий обтічник; 9 – шайба з дренажним отвором; 10 – полотняна обшивка; 11 – хвостовий стрингер; 12 – фітинг; 13 – регулювальна скоба; 14 – регулювальна сережка

19.3.2.6. Скління

Скління вертольота призначено для огляду, освітлення і спостереження.

Скління кабіни екіпажу складається з органічного і силікатного (триплекс) скла.

Силікатними є передні (лобові) стекла лівого і правого льотчиків. Силікатні склоблоки є плоскими, мають електричне плівкове обігрівання і електроприводні склоочисники.

Органи керування розміщені на щитку ПОС лівої панелі електропульта – перемикач «ОБІГРІВАННЯ СТЕКОЛ РУЧНЕ – АВТОМАТ».

Перемикачі склоочисників «ВИКЛ – СКИДАННЯ – ПУСК – 2СКОР – 1СКОР» знаходяться на лівому і правому щитках електропульта.

Решта скління, включаючи стекла блістерів, виконана з випуклих органічних стекол товщиною 3 мм і обдувається теплим повітрям із системи опалювання.

Стекла вставлені у відлитий з магнієвого сплаву каркас ліхтаря на герметик ВИТЭФ-1НТ і притиснуті дюралевими планками і гвинтами.

Допускаються тріщини стекол завдовжки до 100 мм із подальшим засвердлюванням її кінців.

На правому і лівому бортах ГК розташовано 11 круглих ілюмінаторів, що відчиняються усередину і мають випуклі органічні стекла завтовшки 3 мм: на правому борту – 5 штук, на лівому – 6 штук.

Окремі стекла плоскі. На деяких вертольотах ще одне скло встановлено у вхідних дверях кабіни екіпажа.

19.3.2.7. Люки і двері

Люки і двері (рис. 19.11, 19.17) ділять на вхідні, експлуатаційні, аварійні й експлуатаційні лючки.

Вхідні:

– двері відсувні (лівий борт);
– двері в КЕ;
– вантажні стулки.

Експлуатаційні:

– люк виходу до двигунів;
– люк для виходу троса зовнішньої підвіски;
– експлуатаційні лючки (рис. 19.17).

Аварійні:

– блістери КЕ (рис. 19.11, 19.18);
– аварійний вихід (правий борт);
– люк у правій вантажній стулці.

Вхідні двері (рис. 19.19) розміщені по лівому борту між шп. 1...3. Відсувні двері мають розмір 1405х825 мм і обладнані замком під ключ із зовнішніми 4 і 10 і внутрішніми 3 і 7 ручками, штирьовим замком для скидання і вікном 6.

Вантажні стулки (рис. 19.20) розміщені між шп. 13...21 ЦЧФ, навішені на двох петлях кожна до похилої частини шп. 13.

Розмір отвору – 2340х1800 мм.

Стулки обладнані щитками-трапами 13, що складаються вгору, і фіксуються зсередини подовжніми 10 і поперечними 11 замками.

У правій стулці є отвір для аварійного покидання вертольота, зачинений кришкою 8, і люк 6 для під'єднування рукава підігрівача.

Контроль положення стулок вантажного люка здійснюється по червоному табло «СТУЛКИ ВІДЧИНЕНІ» на лівій боковій панелі електропульта, яке включається від МКВ А802В, установленого під лівою стулкою. Спрацьовування (загоряння) табло сигналізує про те, що вантажні стулки не зачинені на замки.

При перевезенні лопатей НГ та інших довгомірних вантажів стулки прочиняються і утримуються в такому положенні додатковими штангами-підкошуваннями. Кут відчинення стулок не має перевищувати 15°.

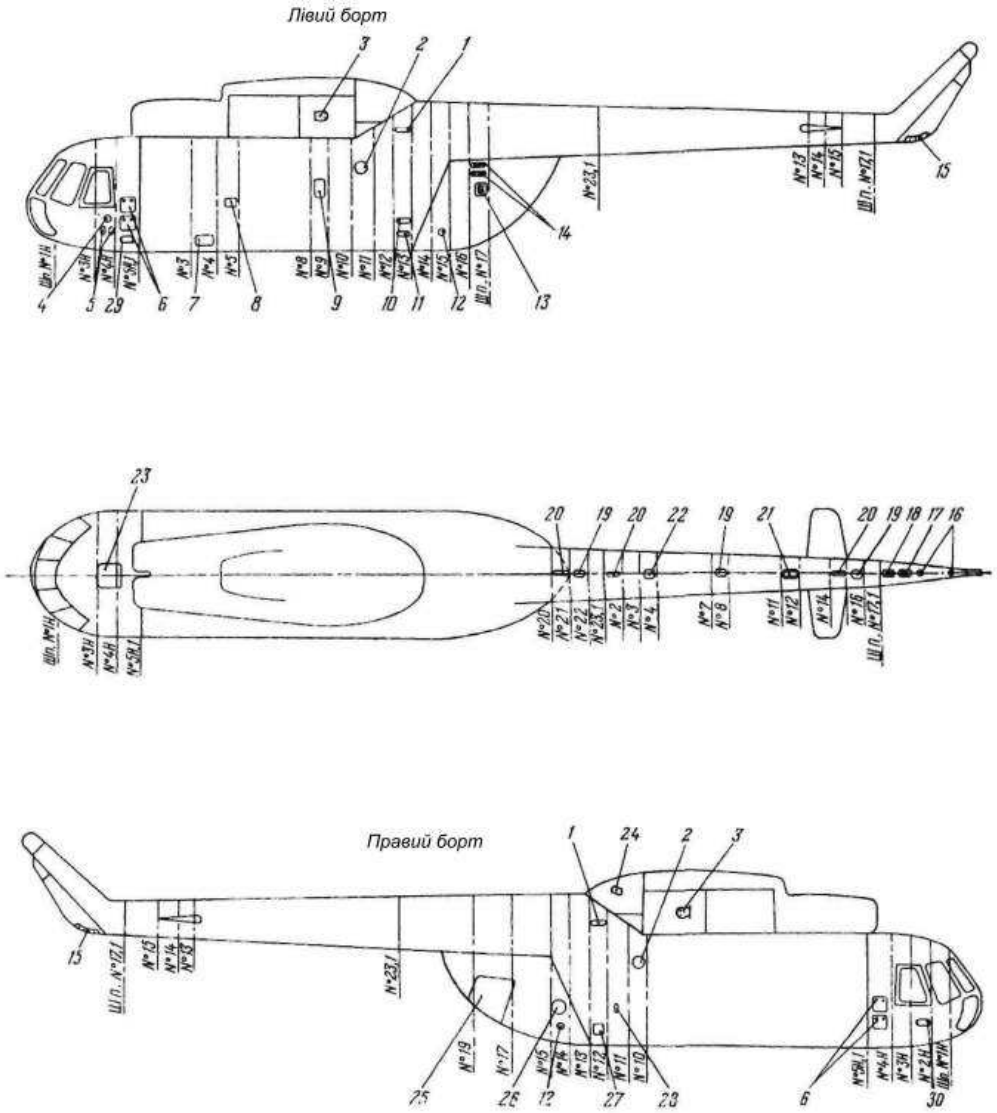


Рис. 19.17. Схема розташування люків на фюзеляжі:

1 – люки (правий – для монтажу трубопроводів паливної системи, лівий – гідравлічної системи); 2 – люк для підходу до трубопроводу суфлярування баків; 3 – люки для під'єднування рукава при підігріванні редуктора; 4 – люк під ШРАП-500 постійного струму; 5 – люки під ШРАП-200ЛК змінного струму; 6 – люки під акумулятори; 7 – люки під кран зливу палива з додаткового бака; 8 – люк під кран зливу палива з дренажного бачка; 9 – люк під заливну горловину додаткового паливного бака; 10 – люк бортпанелі повітряної системи; 11 – люк бортпанелі гідросистеми; 12 – люки для відведення вихлопних газів техніки, що перевозиться; 13 – люк із зябрами вентиляції; 14 – люки під ракетниці; 15 – люк із зябрами для виходу повітря, що охолоджує проміжний редуктор; 16 – люки для огляду кінцевого вала трансмісії; 17 – люк із зябрами для огорожі повітря на охолоджування проміжного редуктора, для заливки мастила в проміжний редуктор і встановлення пристосування при вимірі кута зламу осі кінцевого вала трансмісії; 18 – люк із зябрами для огорожі повітря на охолоджування проміжного редуктора, для огляду і мастила шліцьових з'єднань хвостового вала трансмісії і встановлення пристосування при вимірі кута зламу осі кінцевого вала трансмісії; 19 – виріз під стройовий вогонь; 20 – люк для огляду і змащування шліцьового з'єднання хвостового вала трансмісії; 21 – виріз під датчик курсової системи; 22 – виріз під проблисковий маяк; 23 – люк для виходу з кабіни екіпажу до двигунів; 24 – люк під заливну горловину витратного бака; 25 – люк для аварійного покидання вертольота; 26 – люк для під'єднування рукава кондиціонера; 27 – люк під кран зливу палива з витратного бака; 28 – люк під трубу зливу мастила; 29 – люк під трос заземлення; 30 – люк-підніжка

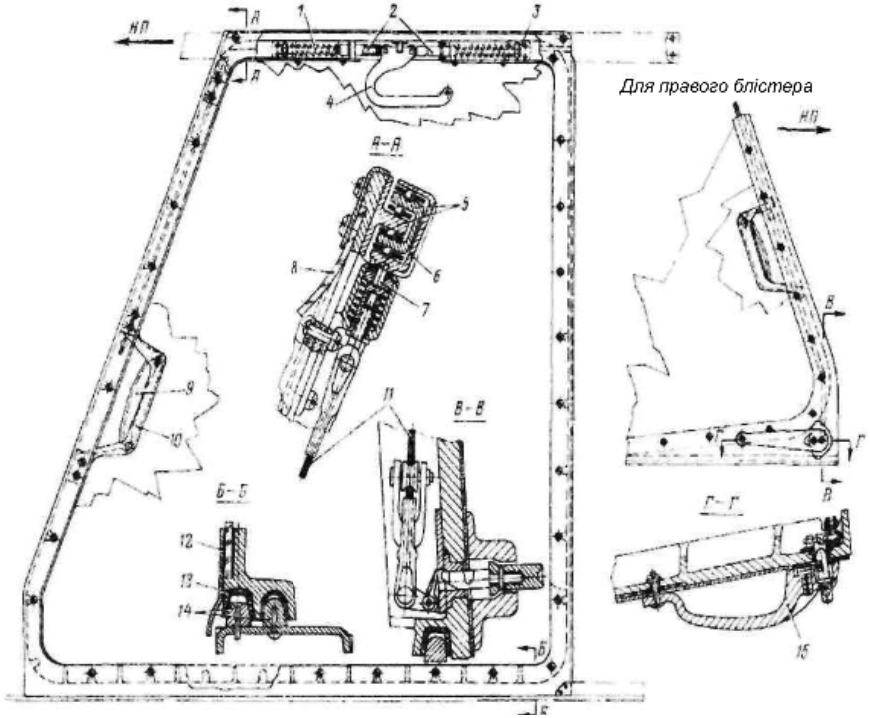


Рис. 19.18. Конструкція відсувного блістера:
1 – пружина; 2 – замикаючі штирі; 3 – кронштейн; 4 – ручка аварійного скидання блістера; внутрішні спрямовуючі профілі; 6 – зовнішній спрямовуючий профіль; 7 – штир замка; 8 – органічне скло; 9 – важіль; 10 – ручка; 11 – трос; 12 – гумове ущільнення; 13 – повстяна прокладка; 14 – нижні спрямовуючі профілі; 15 – зовнішня ручка

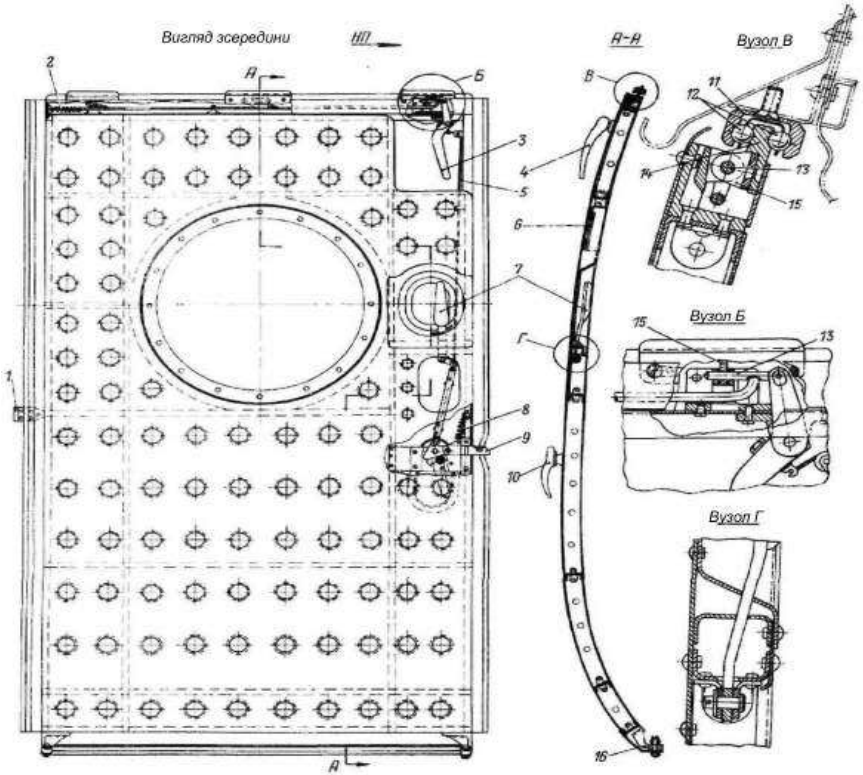


Рис. 19.19. Відсувні двері:
1 – фіксатор; 2 – пружина замикаючих штирів; 3 – внутрішня ручка для аварійного скидання дверей; 4 – зовнішня ручка для аварійного скидання дверей; 5 – трос; 6 – органічне скло; 7 – внутрішня ручка дверей; 8 – пружина клямки; 9 – клямка; 10 – зовнішня ручка дверей; 11 – верхня спрямовуюча; 12 – кульки; 13 – замикаючий штир; 14 – полоз; 15 – кронштейн; 16 – ролик

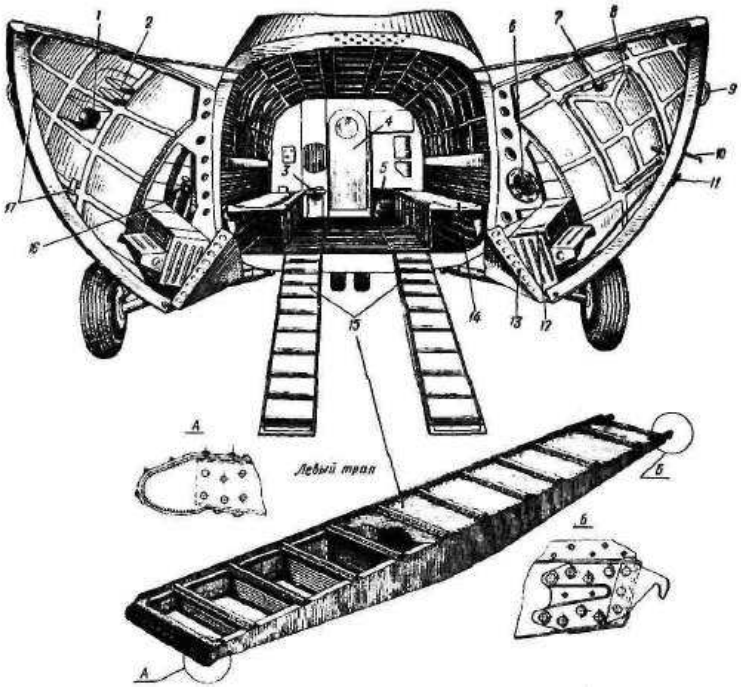


Рис. 19.20. Вантажні трапи і стулки:

1 – заслінка витяжної вентиляції; 2 – ракетниця; 3 – відкидне сидіння; 4 – двері кабіни екіпажу; 5 – електролебідка ЛПГ-2; 6 – кришка люка для підведення рукава кондиціонера; 7 – ручка для скидання кришки люка аварійного покидання; 8 – кришка люка для аварійного покидання; 9 – ручка; 10 – подовжній замок; 11 – поперечний замок; 12 – інструментальний ящик; 13 – щиток; 14 – десантні сидіння; 15 – трапи; 16 – переносний вогнегасник; 17 – кронштейни кріплення ложементів для стояків під санітарні носилки

Двері в кабіну екіпажу виконані з дюралевої плити або іншого матеріалу (фанери). Забезпечені замком із двома ручками, з боку КЕ встановлені два засуви. У верхній частині – оптичне очко або вікно, зсередини – спинка сидіння борттехніка. Двері навісили на двох петлях до стояка шп. 5.

Люк виходу до двигунів (рис. 19.21) встановлено на стельовій панелі КЕ. Кришку люка замикають механічним замком із внутрішньою рукояткою 4, яка забезпечена кнопкою-фіксатором 3. Тяга керування замком має регулювальну муфту 9.

Права петля навішування обладнана фіксатором відчиненого положення.

Герметизують отвір гумовим профілем.

Для огляду вхідних пристроїв двигунів у кришці люка встановлено довгасті віконця з органічного скла.

Люк для виходу троса зовнішньої підвіски виконаний в підлозі ГК між шп. 7 – 8. Отвір зачинений подвійною кришкою з гумовими профілями ущільнення.

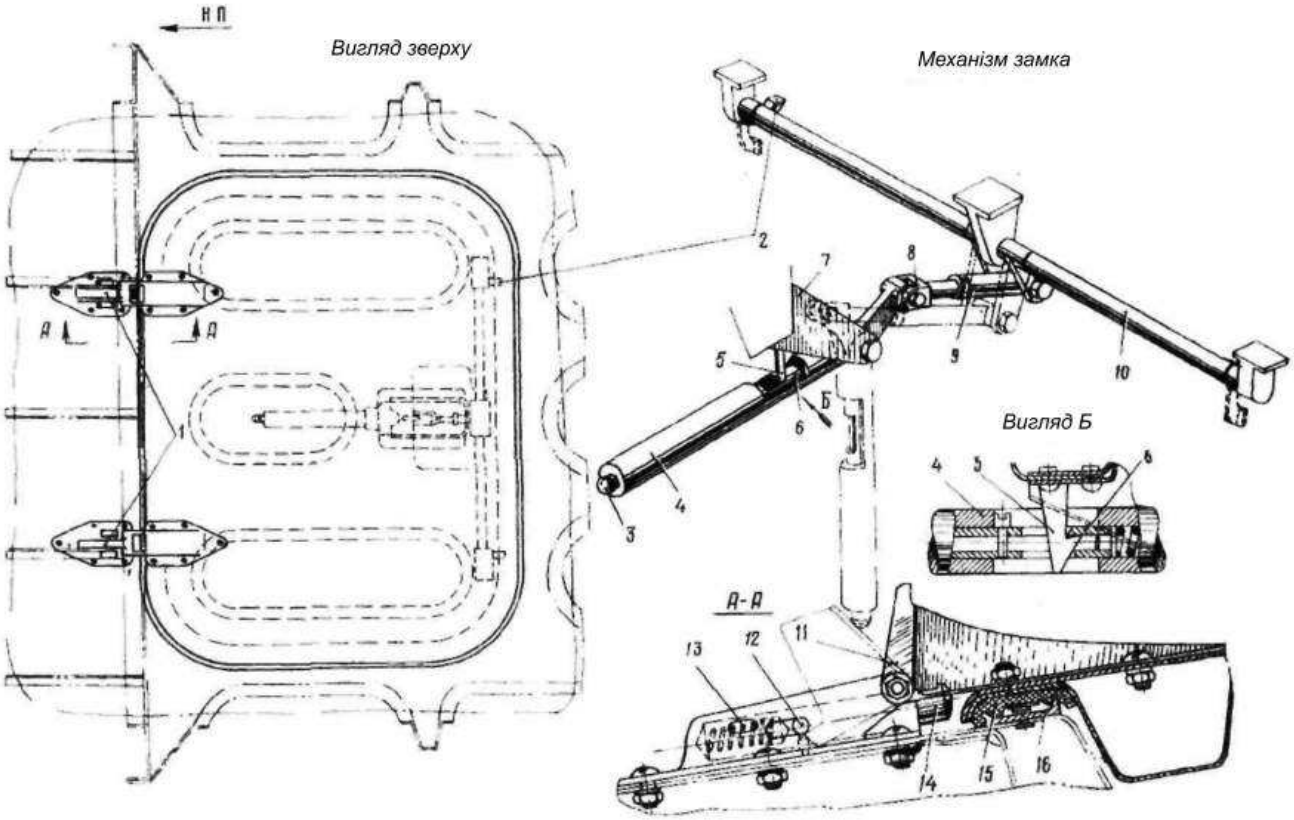


Рис. 19.21. Конструкція люка в стелі кабіни екіпажу для виходу до двигунів:

1 – петлі навішування; 2 – замикаюча лапка; 3 – кнопка фіксатора; 4 – ручка замка; 5 – гачок; 6 – фіксатор ручки; 7 – кронштейн; 8 – вилка; 9 – регулювальна муфта; 10 – вал; 11 – профільоване ребро; 12 – вісь фіксатора; 13 – пружина фіксатора; 14 – фіксатор; 15 – гумова прокладка; 16 – дюралюмінієвий профіль

Верхня кришка підвішена на двох петлях, а нижня з'єднана з верхньою двома регульованими тягами.

На верхній кришці змонтовано два замкові пристрої і ручку для відчинення кришки.

Блістери КЕ (рис. 19.18) є рами, відлиті з Mg-сплаву, в які за допомогою планок на гвинтах вставлені випуклі органічні стекла.

Отвори мають розміри: 750х750мм.

Відсувні блістери зсовують назад по спрямовуючих жолобах 6 з Д-16Т з повстяними сальниками ущільнювачів і фіксують через 100 мм і в крайніх положеннях.

Важіль 9 ручки блістера за допомогою тросів 11 пов'язаний зі штирями 7 фіксації.

Блістери обладнані пружинними механізмами аварійного скидання, рукоятки 4 яких пофарбовані в червоний колір і знаходяться біля отворів зверху.

Зсередині блістери обдуваються повітрям із системи обігрівання і вентиляції.

Лівий блістер має ззовні візуальний датчик обмерзання.

Люк у правій вантажній стулці (рис. 19.11) має отвір розміром 700х1000 мм і зачинений кришкою.

Кришка 10 обладнана пружинним механізмом аварійного скидання, аналогічним механізму блістерів КТ. Рукоятка скидання 9 – біля отвору зверху. При висмикуванні рукоятки кришка виштовхується назовні пружинними штовхачами.

В отворі люка може бути встановлено стрілецьке устаткування (ПКТ).

Аварійний вихід на правому борту розміщений між шп. 3 – 4 ЦЧФ і зачинений кришкою з круглим вікном, що не відчиняється.

Кришка відчиняється назовні, має внутрішню і зовнішню ручки і обладнана механізмом аварійного скидання штирьового типу.

Розміри отвору – 460х700 мм. В отворі може встановлюватися стрілецька установка.

19.3.2.8. Устаткування кабін

У кабіні екіпажу розміщені робочі місця членів екіпажу, органи керування вертольотом, прилади контролю, засоби сигналізації, побутове устаткування і аварійна сокира. Друга аварійна сокира знаходиться у вантажній кабіні. За необхідності кабіну екіпажу обладнують бронезахистом.

Згідно з Інструкцією для екіпажу панелі і пульти в кабіні мають такі назви:

- ліва панель АЗС;
- права панель АЗС;
- ліва бокова панель електропульта;
- лівий щиток електропульта;
- ліва панель електропульта;
- середня панель електропульта;
- права панель електропульта;
- правий щиток електропульта;
- права бокова панель електропульта;
- енергощиток;
- ліва приладова дошка;
- центральний пульт;
- права приладова дошка.

Побутове устаткування

До побутового устаткування вертольота відноситься устаткування, що забезпечує необхідні умови для виконання польоту і містить знімне устаткування в кабіні екіпажу; оздоблення і устаткування вантажної кабіни; аварійно-рятівне устаткування вертольота.

Побутове устаткування кабіни екіпажу містить:
– крісла льотчиків;
– сидіння борттехніка;
– шторки «сліпого» польоту;
– шторку від відблисків;
– гачок ФУП-2 для підвіски портфеля із польотною документацією;
– медичні аптечки;
– світлофільтри;
– ручки на передніх стояках отворів блістерів;
– касети поправкових таблиць;
– килимок на підлозі кабіни екіпажу;
– теплозвукоізоляцію;
– дзеркала для огляду несучої системи;
– дзеркала заднього вигляду.

Побутове устаткування вантажної кабіни містить:
– обробні стельові та бортові панелі;
– штору на люк входу в радіовідсік;
– теплоізоляційну шторку на шпангоуті № 13;
– світломаскувальні шторки на вікна;
– вішалку для одягу членів екіпажу;
– сейф для зберігання зброї і спорядження;
– покажчик температури ТБ-45 і лампу КЛРСК – 45.

Крісла пілотів (рис. 19.22) однакові за конструкцією і мають у своєму складі чашку, спрямовуючу спинку і стояк.

Крісла можуть регулюватися по висоті в діапазоні 160 мм із фіксацією в п'яти проміжних положеннях. Рукоятки фіксаторів розташовані збоку позаду спинок. Підйом крісла – пружинами, опускання – вагою пілота. Подовжнього регулювання не передбачено.

Сидіння борттехніка – відкидне. Всі крісла обладнані прив'язними ременями.

19.3.2.9. Капот

Капот (рис. 19.23) містить:
– повітрозабірники двигунів 2;
– кришки відсіків двигунів 16;
– повітрозабірник вентилятора 7;
– кришки відсіку вентилятора 8, 15;
– кришки редуктора і відсіку АИ-9 10, 13, 14;
– шпангоути 11, 18;
– подовжню і поперечну протипожежні перегородки 16, 18.

Кришки відсіків двигунів і ГР є трапами для обслуговування СУ і у відчиненому положенні утримуються циліндрами 20, які є повітряними демпферами і оберігають їх від ударів об фюзеляж при відчиненні.

19.3.2.10. Кріплення двигунів і редуктора

Двигуни закріплені:

– у передній частині – за корпус компресора до вузлів на стельовій панелі за допомогою чотирьох тяг–стояків, які знаходяться в площині, перпендикулярній осі двигунів;

– у задній частині – до сферичної опори, закріпленої на корпусі ВР-14.

Тяга і вилки виконані зі сталі 30ХГСА і 18Х2Н4ВА відповідно. Вихід вилки із перехідника допускається не більше ніж на 28 мм.

Редуктор закріплений за допомогою сталевої рами редуктора до вузлів на шп. 7 і 10, яка забезпечує нахил вала редуктора вперед на кут 4°30'.

Рама редуктора утворена чотирма зварними підкошуваннями, кожний з яких складається з головного і причіпного розкосів.

19.3.2.11. Встановлення вентилятора

Призначена для нагнітання атмосферного повітря до блоків мастилорадіаторів і агрегатів, встановлених на головному редукторі для їх охолоджування.

ОТД:

Тип ..... 8А-8311-00 IV серії із сезонним регулюванням
Діаметр робочого колеса, мм 400
Напрям оберту ..... лівий
Номінальна частота обертання, об/хв ..... 6000±60
Продуктивність (при положенні «ЛІТО» і $t_{нг}$ = +40°С), $м^3/с$ ..... >4,61
Напорність (при положенні «ЛІТО» і $t_{нг}$ = +40°С), мм вод. ст. .....≥495
Споживана потужність (при положенні «ЛІТО» і $t_{нг}$ = +40°С), л/с .....≤60
Максимальний $М_{кр}$ карданного вала, кгм 12
Маса, кг 16,8

До складу встановлення входять:

– осьовий вентилятор;

– кожухи дифузора;

– патрубки і повітроводи.

Вентиляторна установка (рис. 19.24) є осьовим одноступінчатим низьконапірним компресором великої продуктивності, її встановлено зверху між вихлопними трубами двигунів. Вентилятор складається зі спрямовуючого апарата 3, робочого колеса 5 і випрямляючого апарата 1. Вал 2 робочого колеса має дві шарикопідшипникові опори і отримує $М_{кр}$ від ГР через карданний вал. Мастило в опори подається через прес-маслянку 7. Співвісна вентилятора із фланцем приводу на ГР регулюється на заводі, і при експлуатації регулювання не потрібне.

Охолоджування мастила двигунів і ГР відбувається шляхом продування повітря вентилятором через легкомастильні радіатори. Генератори, гідронасоси і повітряний компресор охолоджуються шляхом безпосереднього обдування повітрям, що надходить від вентилятора по гнучких трубопроводах.

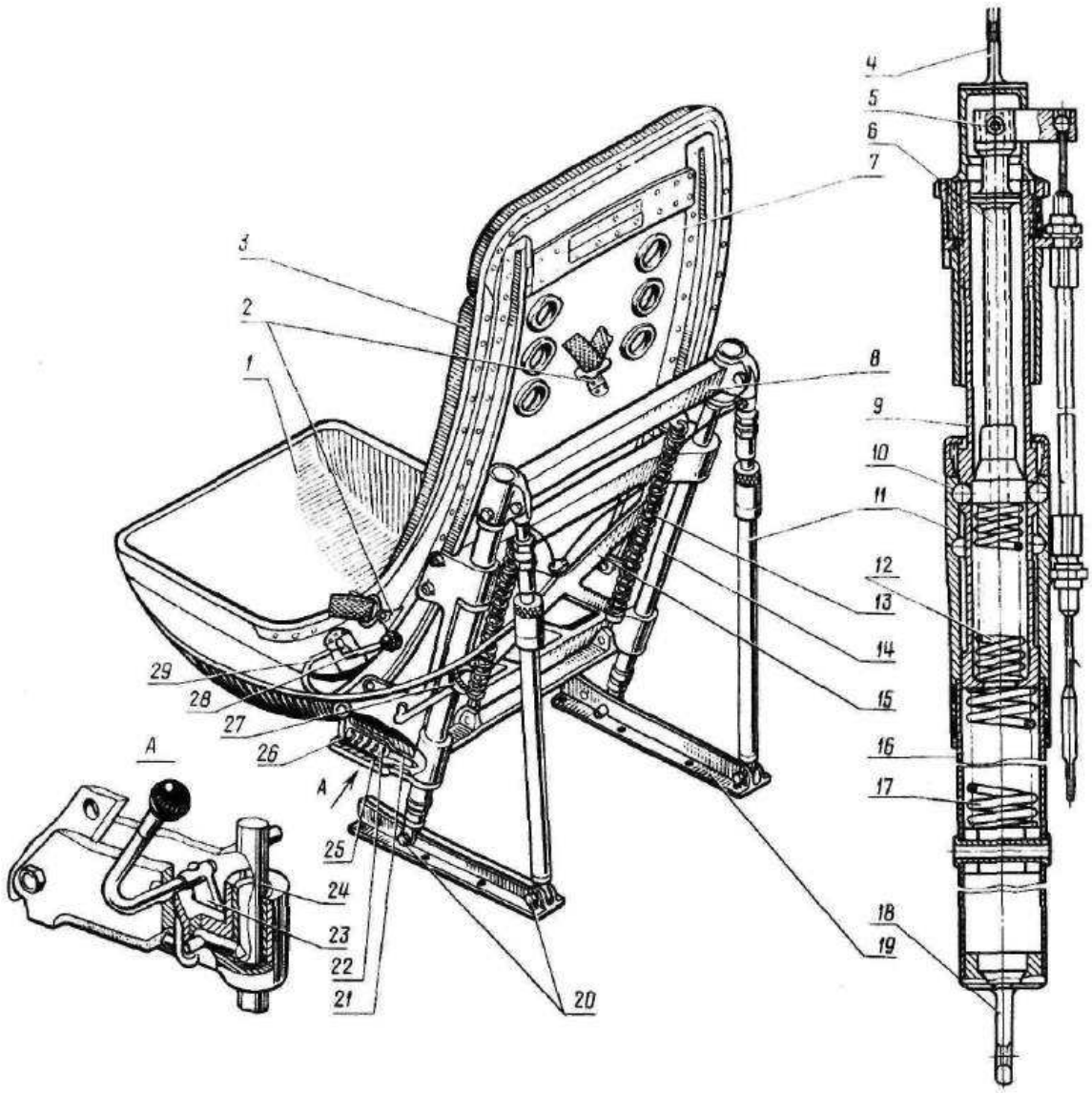


Рис. 19.22. Сидіння льотчика:

1 – чашка;
2 – прив'язні ремені;
3 – подушка спинки;
4 – вушко кріплення підкошування до сидіння;
5 – важіль;
6 – сердечник;
7 – спинка сидіння;
8 – траверса;
9 – корпус кулькового замка;
10 – кулька замка;
11 – підкошування з механізмом відхилення каркаса сидіння;
12 – пружина кулькового замка;
13, 22 – пружини;
14 – спрямовуюча;
15 – рама;
16 – труба;
17 – пружина підкошування;
18 – вушко кріплення підкошування до кронштейна на підлозі кабіни льотчиків;
19 – кронштейн;
20 – шпильки з фіксуючим штопором;
21 – фіксатор;
23 – поводок;
24 – втулка;
25 – стакан;
26 – шплінт;
27, 28 – ручки;
29 – трос керування механізмом з боуденівською оболонкою

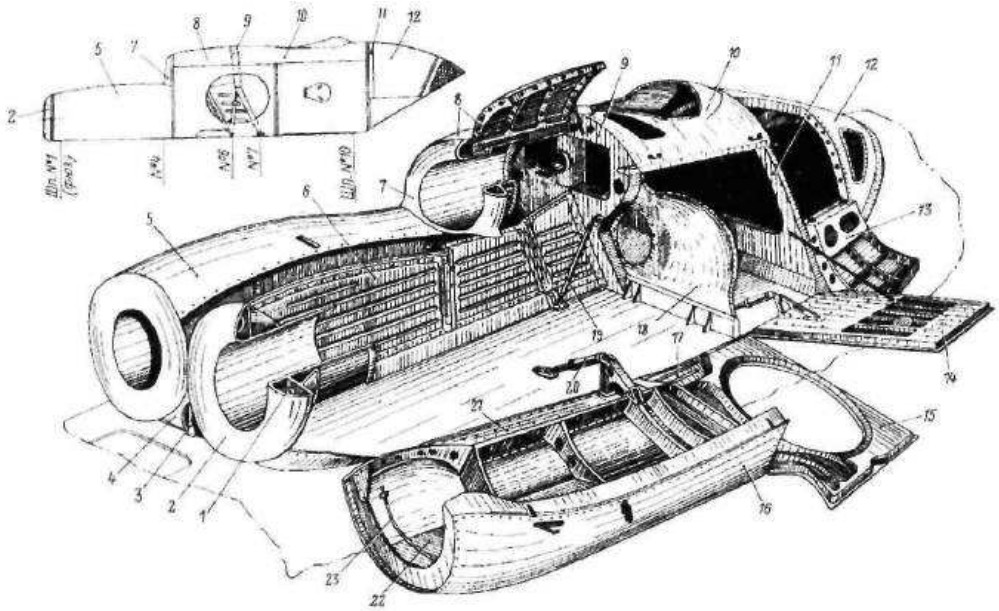


Рис. 19.23. Капот:

1 – колектор системи протизаморожувача, що подає тепле повітря; 2 – тунель підведення повітря в двигун; 3 – поручень; 4 – стояк; 5 – капот двигунного відсіку; 6 – подовжня протипожежна перегородка; 7 – тунель підведення повітря у вентилятор; 8, 15 – кришки капота відсіку вентилятора; 9 – шпангоут № 1К; 10 – капот відсіку редуктора; 11 – шпангоут №2К; 12 – кінцевий відсік капота; 13 – бокова кришка кінцевого відсіку капота; 14 – кришка капота відсіку редуктора; 16 – кришка капота рухового відсіку; 17 – кришка люка-підніжки; 18 – поперечна протипожежна перегородка; 19 – підкошування; 20 – повітряний циліндр-демпфер; 21 – верхній майданчик; 22 – нижній майданчик; 23 – трос

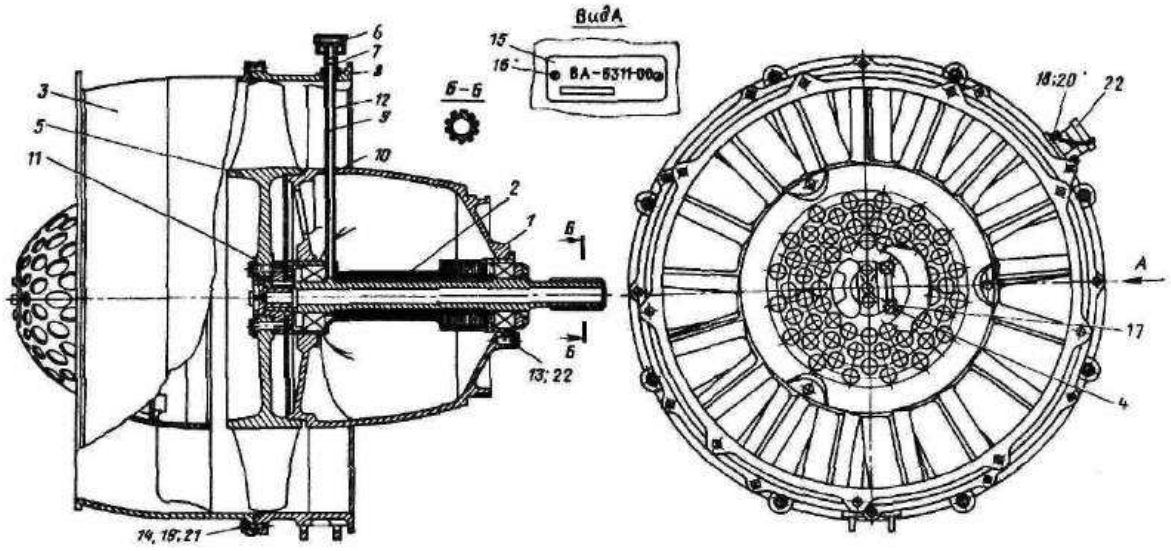


Рис. 19.24. Вентилятор IV серії:

1 – випрямляючий апарат у зборі; 2 – вал вентилятора в зборі; 3 – спрямовуючий апарат; 4 – пластина копіювальна; 5 – кільце вентилятора; 6 – кришка маслянки; 7 – корпус маслянки; 8 – фланець; 9 – труба; 10 – прокладка; 11 – прокладка стопорна; 12 – кільце ущільнювальне; 13 – гайка; 14 – шплінт; 15 – знак заводський; 16 – заклепка гвинтова; 17 – болт; 18, 19 – гайки; 20, 21 – шайби; 22 – контрувальний дріт

Вентилятор усмоктує повітря із вхідного каналу. Частина повітря, що надходить із вентилятора, нагнітається в мастилорадіатори, з яких нагріте повітря по зварних патрубках відводиться за межі капота у верхній частині відсіку головного редуктора.

Інша частина повітря через запобіжні сітки потрапляє у внутрішню порожнину шп. 1К, яка є повітряним колектором. Звідси повітря по гнучкому трубопроводу подається на охолоджування генераторів, гідронасосів і повітряного компресора.

Вентилятор має пристрій, що дозволяє змінювати продуктивність (напор) і як наслідок – потужність. Це досягається поворотом рухомої діафрагми при проведенні сезонних робіт. У зимовий період три вікна нерухомої діафрагми відчинено, в літній – зачинено. На обтічнику встановлено пластину із трафаретом «З» і «Л».

19.4. НЕСУЧА СИСТЕМА. ТРАНСМІСІЯ

19.4.1. Загальні відомості про несучу систему

Несуча система є рушієм вертольота і призначена для підтримки і переміщення вертольота в повітрі.

Тип системи – класична (одногвинтова) з рульовим гвинтом.

До складу системи входять несучий і рульовий гвинти, а також прилади контролю.

19.4.2. Несучий гвинт

19.4.2.1. Головні дані

НГ призначений для створення піднімальної сили, необхідної для здійснення вертикального набору висоти і поступального польоту вертольота. НГ складається з п'яти лопатей і втулки.

ОТД:

Діаметр, м 21,3
Площа, ометаєма гвинтом, м^2..... 356
Коефіцієнт заповнення 0,0777
Напрям обертання (вигляд знизу) .....лівий
Маса ротора, кг 1285

19.4.2.2. Втулка несучого гвинта

Втулка НГ призначена для передачі обертання лопатям від ГР, а також для сприйняття і передачі на фюзеляж аеродинамічних сил, що виникають на НГ.

Схема втулки (рис. 19.25 – 19.28) – п'ятилопатева, з рознесеними вертикальними шарнірами (ВШ), з рознесеними і поверненими горизонтальними шарнірами (ГШ) і осьовими (ОШ) шарнірами.

ОТД:

Рознесення ГШ, мм..... 220
Рознесення ВШ, мм 507

Зміщення середини проушини ГШ, мм 45
Величина коефіцієнта компенсатора змаху 0,5
Кут змаху ..... 25°±30'
Кут звису:
– при упорі на скобу ..... 3°40'...4°10'
– при упорі на собачку ЦОС ..... 1°40'...2°
Кут повороту відносно ВШ:
– по обертанню (вперед) .....12°45'...13°15'
– супроти (назад) .....10°50'...11°10'
Частота обертання НГ, при якій спрацьовує ЦОС, об/хв:
– при розгоні ..... 105...111 (52...55%)
– при гальмуванні..... 92...98 (45,5...48,5%)
Кут нахилу осі НГ вперед ..... 4°20'...4°30'
Діаметр втулки, мм 1744
Маса втулки, кг..... 610
Мастило:
– ГШ, ВШ і ОШ втулки .....Додаток №2
– інші зчленування ..... ЦИАТИМ 201
Заправляння бачка гідродемпферів АМГ-10

Конструкція втулки забезпечує зменшення кута встановлення лопаті $\Delta\varphi$ при її змаху відносно ГШ на кут β згідно із законом: $\Delta\varphi = -k\cdot\beta$, яке реалізується шляхом зміщення точки кріплення тяги від автомата перекосу до поводка ОШ із віссю ГШ.

Коефіцієнт, який дорівнює 0,5, називається коефіцієнтом компенсації змаху і виражається як тангенс кута зміщення шарніра або як відношення b/c.

З метою зменшення звису лопатей і створення необхідних зазорів між лопатями і ХБ при малій частоті обертання НГ у конструкцію втулки введені відцентрові обмежувачі звису лопатей (ЦОС).

Головні елементи втулки (рис. 19.29)

А. Корпус

Корпус 5 втулки зчленовують із валом ГР шліцами і закріплюють на ньому гайкою. Гайки затягують спеціальним гідравлічним ключем. Корпус має п'ять проушин, що лежать в одній площині під кутом 72° один до одного.

Б. Горизонтальні шарніри

П'ять скоб 6 втулки в з'єднанні із проушинами корпусу 5 за допомогою пальців 67 і голчастих підшипників утворюють ГШ. Зміщення проушин ГШ вибрано так, щоб на головних режимах польоту рівнодіюча R аеродинамічних Q і відцентрових сил $F_{вц}$ лопаті (рис. 19.26) була спрямована приблизно посередині ГШ. Така конструкція забезпечує більш рівномірний розподіл навантаження між голчастими підшипниками ГШ і істотно підвищує їх довговічність.

На заливну пробку 4 встановлюють компенсатор тиску.

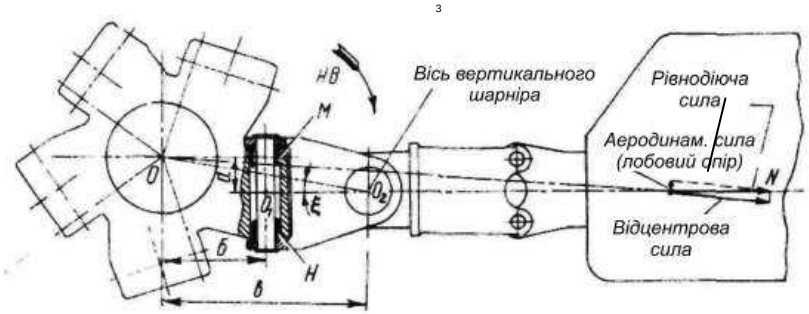


Рис. 19.25. Схема розташування шарнірів втулки

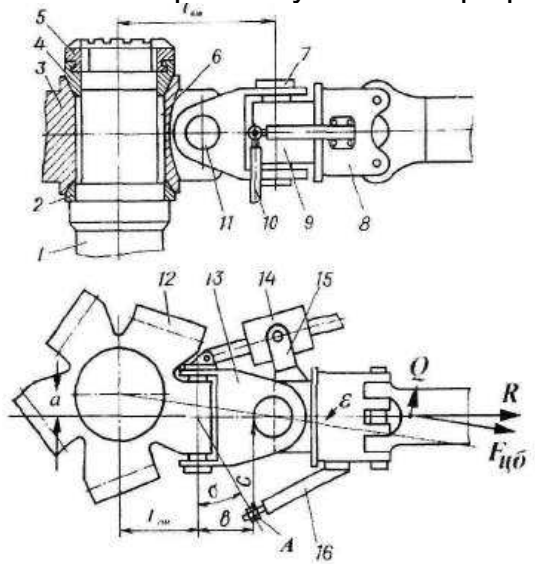


Рис. 19.26. Компонувальна схема втулки несучого гвинта:
1 – вал редуктора; 2 – нижнє кільце; 3 – корпус втулки; 4 – верхнє кільце; 5 – гайка; 6 – шліци; 7 – палець вертикального шарніра; 8 – корпус осьового шарніра; 9 – цапфа осьового шарніра; 10 – тяга розвороту лопаті; 11 – палець горизонтального шарніра; 12 – проушина, 13 – скоба; 14 – демпфер вертикального шарніра; 15 – кронштейн кріплення демпфера; 16 – важіль повороту лопаті

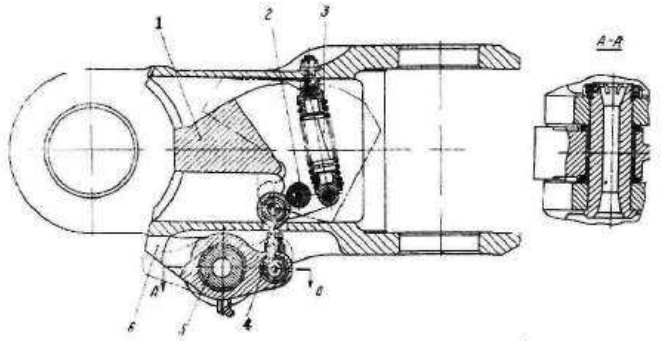


Рис. 19.27. Схема відцентрового обмежувача звису:
1 – противага; 2, 5 – пальці; 3 – пружина; 4 – тяга; в – собачка

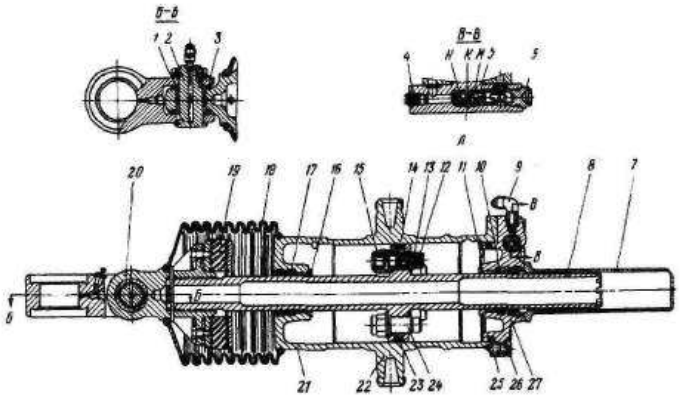


Рис. 19.28. Гідравлічний демпфер втулки несучого гвинта:
1 – бронзова втулка; 2 – палець; 5 – кільце ущільнювача; 4 – заглушка; 5 – компенсаційний клапан; 6 – пробка; 7 – стакан; 8 – шток; 9 – косинець; 10, 17 – кільця ущільнювачів; 11, 16 – бронзові втулки; 12 – корпус перепускного клапана; 13 – конус; 14 – пружина; 15 – гайка; 18 – чохол; 19 – амортизатор; 20 – корпус упору; 21 – циліндр; 22 – цапфа; 23 – поршневі кільця; 24 – перепускний клапан; 25 – кільце ущільнювача; 26 – болт; 27 – кришка

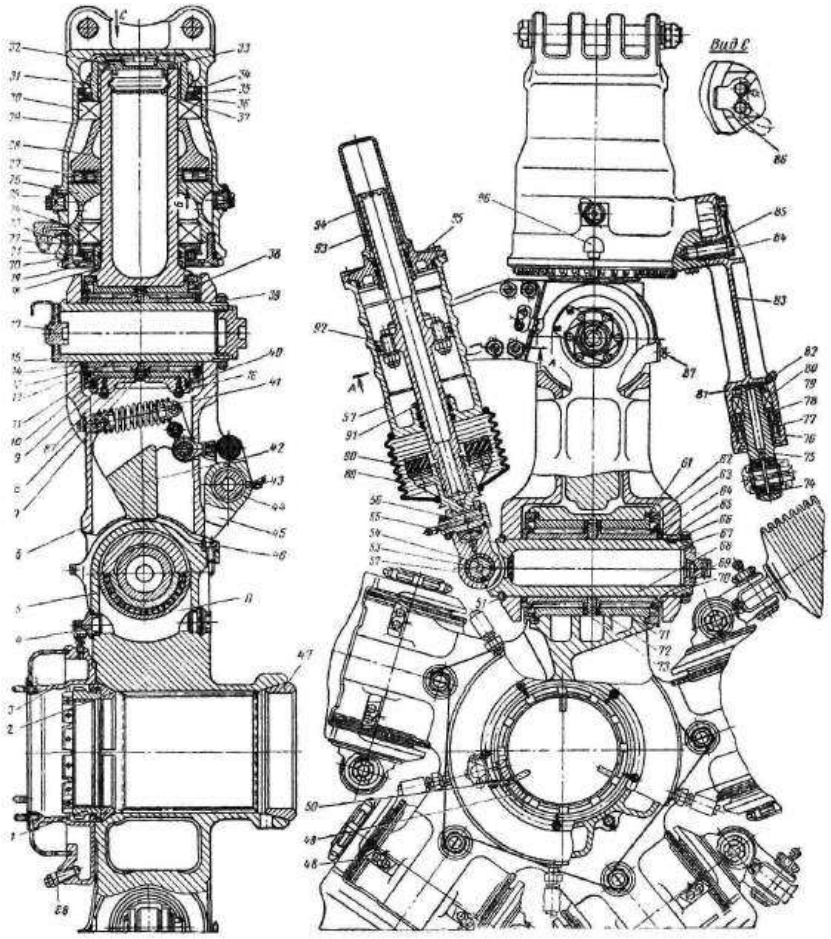


Рис. 19.29. Втулка несучого гвинта:

1 – гайка вала; 2 – верхній конус; 3 – бачок гідродемпферів; 4 – пробка; 5 – корпус втулки; 6 – скоба; 7 – упорна шайба вертикального шарніра; 8 – шайба; 9 – цапфа осьового шарніра; 10 – гайка; 11 – зовнішнє кільце підшипника; 12 – внутрішнє кільце підшипника; 13 – кільце; 14, 20 – ущільнювані кільця; 15 – палець вертикального шарніра; 16 – маслянка; 17 – пробка; 18 – кільце; 19, 20 – манжети; 22 – гайка корпусу осьового шарніра; 23 – мастиловідбиваюче кільце; 24, 30 – радіальні шарикопідшипники; 25 – пробка; 26 – втулка розпору; 27 – роликовий підшипник (сепаратор); 28 – упорне кільце; 29 – корпус осьового шарніра; 31 – гайка; 32 – стопор; 33, 34 – регулювальні кільця; 35 – тарілчаста пружина; 36 – шайба; 37 – заглушка; 38 – манжета; 39 – гайка пальця вертикального шарніра; 40 – кільце ущільнювача; 41 – пружина; 42 – противага; 43 – маслянка; 44 – вісь собачки; 45 – собачка; 46 – упор; 47 – нижній конус; 48, 49 – контрувальні пластини; 50 – контрувальний штифт; 51 – ущільнювальне кільце; 52 – сережка; 53 – ролик голчастий; 54 – палець; 55 – маслянка; 56 – палець серги; 57 – гідродемпфер; 58 – гайка; 59 – голчастий підшипник; 60 – кронштейн; 61, 69 – кільця ущільнювачів; 62, 66 – гайки; 63 – манжета; 64 – кільце горизонтального шарніра; 65 – шпонка; 67 – палець горизонтального шарніра; 68 – внутрішнє кільце голчастого підшипника; 70 – ролик голчастого підшипника; 71 – зовнішнє кільце голчастого підшипника; 72 – упорне кільце; 73 – упорна шайба; 74 – шарикопідшипник; 75 – валик; 76 – кришка; 77 – роликовий підшипник; 78, 79 – втулки розпорів; 80 – шарикопідшипник; 81 – гайка; 82 – маслянка; 83 – важіль повороту лопаті; 84 – болт; 85 – втулка; 86 – контрувальна пластина; 87 – перепускний клапан; 88 – заливна горловина; 89 – чохол; 90 – амортизатор; 91 – кільця ущільнювачів; 92 – клапан поршня; 93 – шток; 94 – склянка; 95 – кришка; 96 – запобіжний клапан

В. Вертикальні шарніри

П'ять цапф 9 ОШ у з'єднанні із проушинами скоб утворюють ВШ, конструктивно подібні ГШ.

Г. Осьові шарніри

На втулці є п'ять корпусів ОШ 29, змонтованих на цапфах 9. Корпус ОШ 29 має можливість провертатися щодо цапфи 9 на трьох підшипниках. Два кулькові підшипники 24 і 30 сприймають згинальні моменти від лопаті, а роликовий 27 – відцентрові сили.

На днищі стакана ОШ є «гребінка» із вушками для кріплення лопаті. Шарнір обладнувався зливною магнітною пробкою з оглядовим стаканом. Мастило в шарнірі має бути прозорим (показано протилежну стінку стакана).

На заливну пробку встановлюють компенсатор тиску шляхом прогинання мембрани, що збільшує свій об'єм при підвищенні тиску в шарнірі.

Д. Важелі повороту лопатей

Важелі 83 повороту лопатей монтують на корпусах ОШ і з'єднують їх тягою з автоматом перекосу.

Е. Центробіжні обмежувачі звису

ЦОЗ лопатей (рис. 19.27), змонтовані у проушинах скоб втулки, обмежують звис лопаті при зупиненому НГ і при його малій частоті обертання.

Противага 1 ЦОЗ підвішена до скоби на пальці 2 і через тягу 4 сполучена з одним кінцем собачки 6. Віссю обертання собачки є палець 5, пропущений крізь проушини скоби. Другий кінець собачки служить упором, що обмежує звис лопаті.

При розкручуванні НГ до 105±5 об/хв пружина утримує противагу і собачку (кут звису лопаті дорівнює 1°40').

Досягши НГ частоти обертання 105±5 об/хв, противага під дією відцентрової сили обертається, розтягує пружину і повертає собачку до упору вилки в скобу. При цьому між упором корпусу і собачкою утворюється зазор, і звис лопаті обмежується тільки постійними упорами скоби, які дозволяють їй відхилятися вниз на 3°40'. При падінні частоти обертання НГ до 93±5 об/хв собачка приходить в положення, відповідне куту звису лопаті 1°40'.

При $t_{нв} < -25°C$ з осей собачок обмежувачів звису для гарантованого спрацьовування ЦОЗів необхідно видалити мастило.

Ж. Гідродемпфери

Гідродемпфери (рис. 19.28) служать для гасіння коливань лопатей відносно ВШ.

Гідродемпфери кріплять до корпусів ВШ, і кожен їз них складається з циліндра, в якому розміщується поршень зі штоком. У поршні встановлено вісім пружинних клапанів, чотири з яких – в один бік, і чотири – в іншу. Для захисту від пилу і бруду шток з одного боку закритий дюралюмінієвим стаканом, а з іншого – гумовим гофрованим чохлом.

Для пом'якшення удару об задній обмежувач ВШ у момент страгування лопаті при розкручуванні НГ на штоку закріплено упор із гумовим амортизатором.

При невеликій частоті і амплітуді коливань лопаті рідина (АМГ-10) перетікає з однієї порожнини гідродемпфера в іншу через отвори в клапанах. Із збільшенням частоти і амплітуди коливань лопаті тиск рідини зростає, і клапани відкриваються.

Таким чином, гідродемпфер перетворить енергію, яка може відхилити лопать, в роботу на проштовхування рідини через отвори і примушує лопать коливатися поблизу нейтрального положення.

Для відведення пляшечок спіненої рідини, компенсації температурних розширень і поповнення витоків на втулці НГ встановлено компенсаційний бачок (один на всі демпфери), з'єднаний трубопроводами з гідродемпферами. Рівень АМГ-10 у бачку контролюється через прозорий ковпак з органічного скла і має бути не вище риски, нанесеної на ковпаку, і не нижче за нижню кромку ковпака.

Щоб рідина з порожнин циліндра при роботі гідродемпфера не перетікала в бачок, у кришці демпфера встановлено компенсаційний клапан, що складається з двох великих кульок і однієї малої. При роботі демпфера велика кулька притискається тиском рідини до сідла, роз'єднуючи порожнину високого тиску з бачком, і через малу кульку віджимає від сідла другу велику кульку, відокремлюючи порожнину низького тиску з бачком. Така конструкція забезпечує прохід бульбашок у бачок і відстій рідини в ньому.

19.4.2.3. Лопать несучого гвинта

ОТД:

Форма лопаті в плані ..... прямокутна
Хорда лопаті, мм 520
Скручення геометричне..... від +5° у пер.1.. .4 до 0° у пер. 22
Профіль у пер. 0...1 ..... NACA-230
у пер. 2...3 ..... NACA-230-12
у пер. 4...22..... NACA-230-11
Маса лопаті, кг 135

Головні елементи (рис. 19.30 – 19.33):

– лонжерон;
– 21 хвостовий відсік;
– наконечник;
– закінцівка.

Крім того, лопать обладнана:

– пневмосистемою сигналізації пошкодження лонжерона;
– електротепловою системою протизаморожувача (ПОЗ);
– контурним вогнем;
– противагами;

– вузлом статичного балансування.

Лонжерон (рис. 19.31, поз. 6) – головний силовий елемент лопаті. Виконаний методом пресування зі сплаву АВТ-1 і є пустотілою балкою, до полиць і задньої стінки якої приклеєно 21 хвостовий відсік клеєм-плівкою ВК-3. Поверхня лонжерона на 3/4 відфрезерована відповідно до теоретичного профілю.

Хвостовий відсік (рис. 19.31, 19.32) утворений:

– обшивкою 8 (авіаль 0,3 мм);
– стільниковим заповнювачем 2 (алюмінієва фольга 0,04 мм, сторона стільника 5 мм);
– двома боковими нервюрами 7 (авіаль 0,4 мм);
– хвостовим стрингером 9 (текстоліт).

Між відсіками встановлюють гумові прокладки ущільнювачів.

На відсіках 16 і 17 є тримерні пластини, що відгинаються, шириною 40 мм, що слугують для зміни моментних характеристик лопаті при усуненні несоконусності НГ.

Наконечник (рис. 19.33, поз. 6) виконаний із легованої сталі і закріплений в комлевій частині лонжерона клеєм-плівкою МПФ-1 і 9-ма крізними болтами 2 із гайками на втулках.

Закінцівка (рис. 19.32) закрита кінцевим обтічником, що складається із знімної 5 і незнімної 9 частин. Знімна частина встановлена на гвинтах і закриває вузол статичного балансування 4 і лампу контурного вогню 8.

Пневмосистема сигналізації пошкодження лонжерона (рис. 19.33) має в своєму складі:

– комлеву 4 і кінцеву (рис. 19.32, поз. 3) заглушки;
– зарядний клапан із ковпачком-ключем 5;
– сильфонний сигналізатор тиску 3.

Всі елементи встановлені на герметик. Тиск повітря в лонжероні має дорівнювати тиску спрацьовування сигналізатора плюс 0,15±0,02 кгс/см^2.

Противаги (рис. 19.32, поз. 1) встановлено для отримання необхідної поперечної центрівки лопаті і збільшення критичної швидкості флатера. У внутрішню порожнину лонжерона ближче до носка вставлені вісім погумованих сталевих брусків завдовжки 400 мм і масою близько 1 кг кожен.

Відцентрову силу від противаг сприймає гвинтовий упор 2 кінцевих заглушок лонжерона.

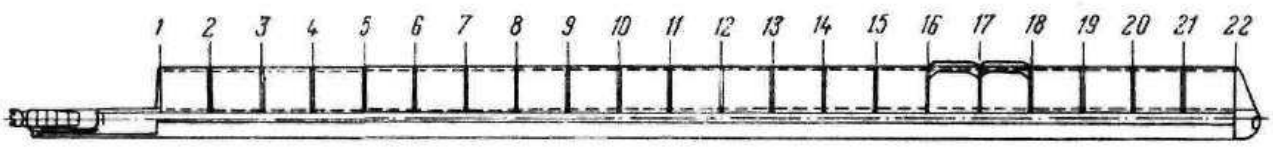


Рис. 19.30. Загальний вигляд лопаті в плані: 1 – 22 – перерізи лопаті

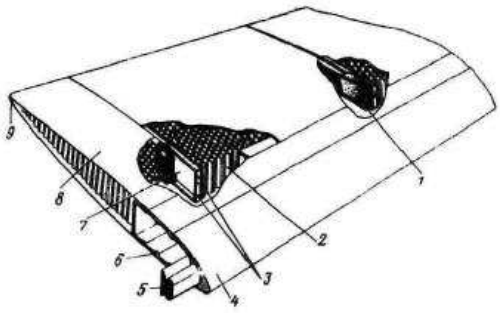


Рис. 19.31. Типовий відсік лопаті:

1 – міжвідсічний вкладиш; 2 – стільниковий заповнювач; 3 – лапка нервюри; 4 – пристрій протизаморожувача; 5 – противага; 6 – лонжерон; 7 – нервюра; 8 – обшивка; 9 – хвостовий стрингер

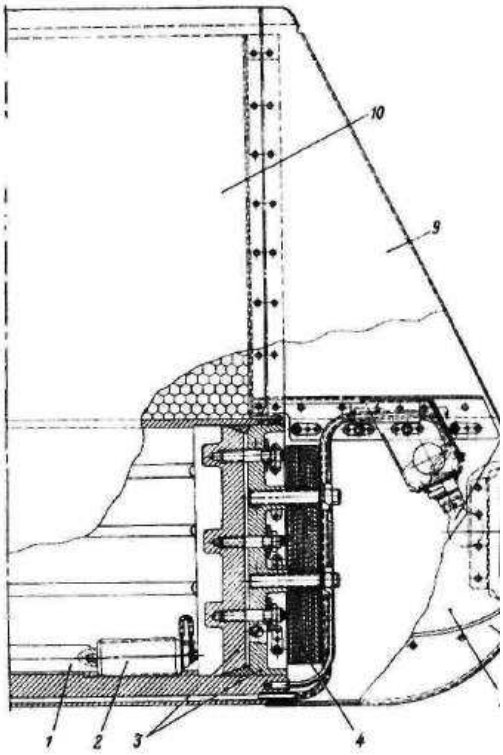


Рис. 19.32. Кінцева частина лопаті:

1 – противага; 2 – гвинтовий упор; 3 – заглушки для герметизації порожнини лонжерона; 4 – пластини вантажу балансування; 5 – знімна частина закінцівки; 6 – захисна накладка; 7 – скло контурного вогню; 5 – лампа контурного вогню; 9 – незнімна частина закінцівки лопаті; 10 – хвостова частина відсіку № 21

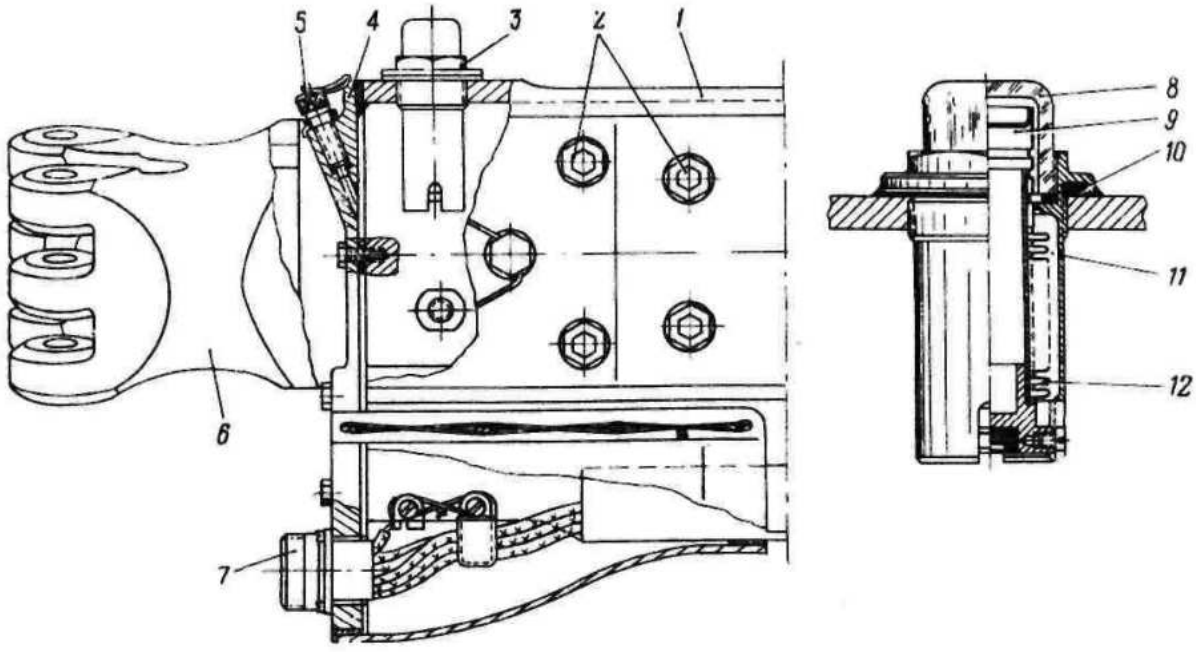


Рис. 19.33. Комлева частина лопаті із сигналізатором тиску повітря:

1 – лонжерон; 2 – болти кріплення наконечника до лонжерона; 3 – сигналізатор тиску повітря; 4 – кришка-заглушка порожнини лонжерона; 5 – зарядний вентиль із золотником і ковпачком-ключем; 6 – наконечник; 7 – штепсельне рознімання; 5 – прозорий ковпачок; 9 – ковпачок сильфона із червоною боковою поверхнею; 10 – гумове кільце; 11 – корпус; 12 – сильфонний чутливий елемент

Вузол статичного балансування призначений для регулювання подовжнього центрування лопаті (положення центру маси і отримання однакового статичного моменту всіх лопатей щодо центру обертання).

Він є набором пластин (рис. 19.32, поз. 4), які закріплені на шпильках до кінцевої заглушки лонжерона.

Кожна лопать обладнана електричною ПОС і контурним вогнем. У носку лонжерона відфрезерований паз для електропроводки, а на поверхні наклеєні нагрівальні накладки.

Для захисту від абразивного зносу до зовнішньої електричної ізоляції приклеєно металеве оковування, а на неї – гумова стрічка завтовшки 0,5 мм або шар поліуретану завтовшки 0,8...1 мм.

Поверхня лопаті покрита грунтом АГ-3А і перхлорвініловою емаллю ХВ-16 сіро-блакитного кольору з додаванням 2 % алюмінієвої пудри. Кінцева частина покрита емаллю ХВЕ-31.

Примітка. Перед позначенням модифікації лопаті ставиться цифра «1» або «2», яка вказує на належність лопаті до першої або другої вагової групи, що має однаковий статичний момент щодо осі обертання.

19.4.3. Рульовий гвинт

19.4.3.1. Загальна характеристика

РГ служить для урівноваження реактивного моменту від НГ і для шляхового керування вертольотом.

РГ складається з втулки і трьох лопатей і встановлено на фланці вихідного вала ХР.

ОТД:

Тип гвинта ..... тягнучий
Напрям оберту ..... вперед-вверх назад
Діаметр гвинта, м 3,908
Коефіцієнт заповнення 0,135 (0,149)
Маса гвинта, кг ..... 121(122,8)

Примітка. У дужках указані дані, що відрізняються, для гвинта вертольота Мі-8МТВ.

19.4.3.2. Втулка рульового гвинта

Втулка (рис. 19.34) призначена для передачі крутильного моменту на лопаті, сприйняття аеродинамічних сил від лопатей і передачі їх через ХР на фюзеляж.

ОТД:

Тип втулки ..... із суміщеним горизонтальним шарніром типу «кардан»
Коефіцієнт компенсатора змаху 1
Діапазон кутів повороту лопаті відносно ОШ:
– мінімальний ..... 6°35'...8°05'
– максимальний ..... 20°10'...20°50'
(22°40'...23°20')
Кут відхилення лопатей в кардані ..... ±11°

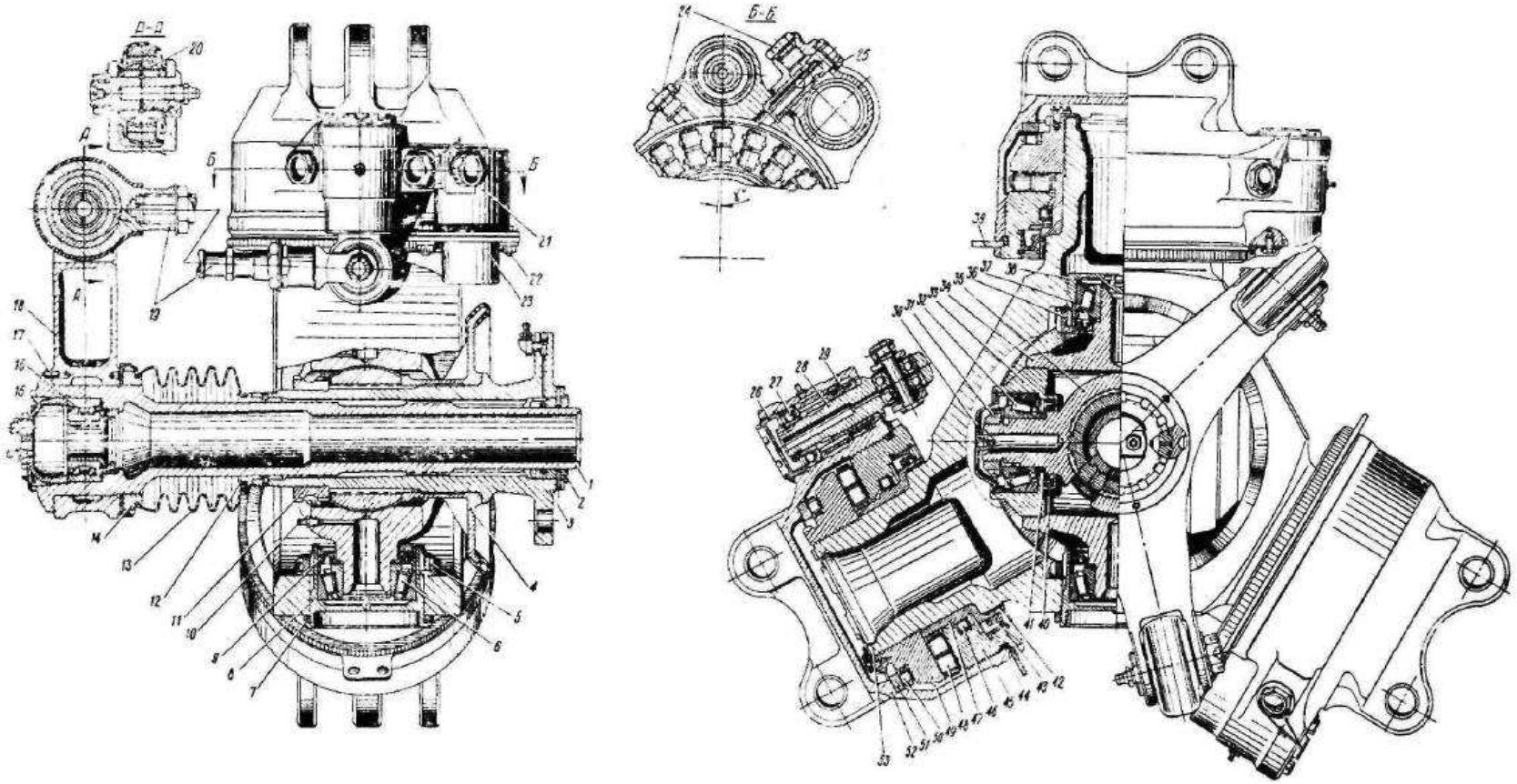


Рис. 19.34. Втулка хвостового гвинта:
1 – повзун; 2 – нижня втулка; 3 – маточина; 4 – обмежувач змаху; 5, 11 – гайки; 6 – роликовий конічний підшипник; 7 – регулювальне кільце; 8 – стакан зовнішнього підшипника; 9 – манжета; 10 – маслянка; 12 – верхня втулка; 13 – чохол; 14 – гайка повзуна; 15 – кришка; 16 – кульковий дворядний підшипник; 17 – штифт; 18 – поводок; 19 – тяга; 20 – сферичний шарнірний підшипник; 21 – мастилобачок; 22, 25 – болти; 23 – ковпачок; 24 – пробки; 26, 31 – гайки; 27 – шарикопідшипник; 28 – вал; 29 – голчастий підшипник; 30 – кришка; 32 – роликовий конічний підшипник; 33 – стакан підшипника; 34 – корпус кардана; 35 – траверса; 36 – гайка; 37 – стакан; 38 – регулювальне кільце; 39 – шайба; 40, 43 – манжети; 41 – регулювальне кільце; 42, 44 – кільця ущільнювачів; 45 – гайка корпусу осьового шарніра; 46 – ролик; 47 – упорне кільце; 48, 50 – роликопідшипники; 49 – гайка; 51 – кільце упорного підшипника; 52 – корпус осьового шарніра; 53 – корпус втулки

Головні елементи втулки:

– маточина;
– вузол кардана;
– осьові шарніри;
– вузол поводка.

Маточину 3 втулки фланцем кріплять до ХР.

На маточині закріплено обмежувач змаху 4 і кардан.

Кардан складається з траверси 35, корпусу кардана 34 і зовнішнього кільця 53. Зовнішнє кільце його є корпусом втулки.

Кардан забезпечує нахил корпусу втулки від площини обертання на кут 11° у будь-якому напрямі. За одне ціле з корпусом виконані **цапфи**.

На кожній цапфі на трьох роликових підшипниках встановлено **корпус ОШ** 52. На корпусі є гребінка для кріплення лопатей і приливок, в якому на голковому 29 і кульковому 27 підшипниках встановлено палець 28.

Через **тягу** 19 палець з'єднаний з трьохплечовим поводком 18. Поводок напресований на повзун 1 і затягнутий гайкою 14. Для захисту від пилу і вологи повзун закритий гумовим чохлом 13.

Усередині маточини є евольвентні шліци, по яких переміщається повзун. У розточування головки повзуна встановлено дворядний кульковий підшипник 16, закритий кришкою. Внутрішнє кільце підшипника з'єднано зі штоком механізму зміни кроку РГ. Шток переміщає внутрішнє кільце підшипника, яке через кульки переміщає уздовж осі втулки зовнішнє кільце, що обертається, і повзун. Повзун через поводок і тягу повертає корпус ОШ, змінюючи кути встановлення лопатей.

Кількість мастила до ОШ контролюється за рівнем у прозорих плексигласових ковпачках 23, встановлених на корпусах шарнірів. Рівень мастила в контрольних стаканах має бути між буртиками при положенні лопаті вертикально вниз, мастило має бути прозорим.

19.4.3.3. Лопать рульового гвинта

ОТД:

Тип лопаті.....прямокутної форми, плоска, без сукання
Профіль.....NACA-230M
Хорда лопаті, мм 270 (305)
Маса лопаті, кг 13,5 (14,1)

Конструкція лопаті

Лопать РГ (рис. 19.35) – змішаної конструкції і містить:

Лонжерон 4 – головний силовий елемент лопаті, виготовлений з алюмінієвого сплаву АВТ-1 методом пресування.

На носову частину лонжерона на 20% по хорді по всій довжині наклеєно дві секції нагрівального елемента ПОС електротеплової дії. Від механічних пошкоджень нагрівальна накладка зверху захищена оковуванням із неіржавіючої сталі і шаром абразивостійкої гуми ВР-3В.

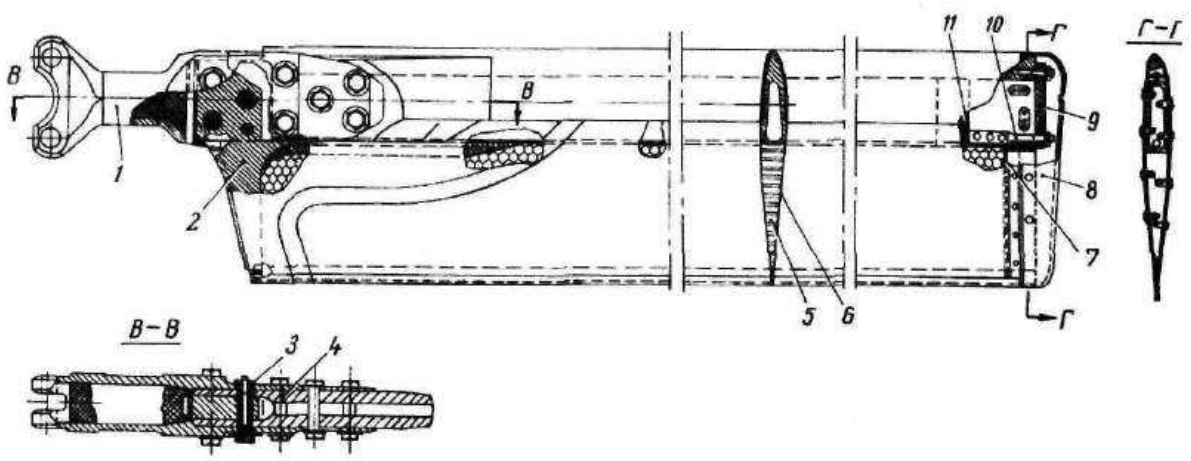


Рис. 19.35. Лопать хвостового гвинта:

1 – сталевий наконечник; 2 – кронштейн; 3 – болт; 4 – лонжерон; 5 – стільниковий блок; 6 – обшивка; 7 – кінцева нервюра; 8 – кінцевий обтічник; 9 – пластини вантажу балансування; 10 – шпилька; 11 – заглушка

Хвостова частина приклеєна до задньої стінки лонжерона лопаті клеєм-плівкою ВК-3 і складається із стільникового заповнювача 5 (такого ж, як у лопатях НГ) і двошарової склопластикової обшивки 6 завтовшки 0,4 мм. По задній кромці в хвостову частину вклеєно склопластикову пластину.

Наконечник 1 виконаний зі сталі 18Х2Н4МА. Закріплений до лонжерона за допомогою восьми болтів на втулках і клею-плівки МПФ-1.

Кінцевий обтічник 8 має знімну і незнімну частини. Під знімною частиною до лонжерона закріплений вузол статичного балансування 9.

19.4.4. Трансмісія вертольота

19.4.4.1. Загальні відомості

Трансмісія вертольота призначена для передачі потужності двигунів на НГ і РГ з необхідними частотами обертання, відповідними найбільш вигідним умовам роботи гвинтів, а також до агрегатів, установлених на ГР.

Головними агрегатами трансмісії (рис. 19.36) є такі:

- головний редуктор ВР-14 2;
- проміжний редуктор 11;
- хвостовий редуктор 9;
- хвостовий вал трансмісії 8, 12;
- вал приводу вентилятора;
- гальмо несучого гвинта 3;
- прилади контролю.

19.4.4.2. Проміжний редуктор

ПР призначений для зміни напряму осі хвостового вала трансмісії на кут 45° відповідно до напряму вигину кінцевої балки без зміни частоти

обертання. Це досягається застосуванням у редукторі пари конічних зубчастих коліс з однаковою кількістю зубів.

ОТД:

Передаточне число 1:1
Напрям обертання (погляд з боку ГР) .....лівий
Номінальна частота обертання валів, об/хв 2594
Температура мастила :
– мінімальна для запуску без підігрівання (мастило розріджено), °С..... 30
– максимально допустима, °С..... 110
Принцип змащування .....барботажний
Суха маса редуктора, кг .....23,9...24,9

Головні елементи редуктора (рис. 19.37):

– картер 11
– вузол ведучої шестірні 3...9;
– вузол веденої шестірні.

Крім того, редуктор обладнаний:

– мастиловимірним щупом 15;
– суфляром 10;
– магнітною пробкою з відсічним клапаном;
– мастиловимірним склом;
– приймачем температури П-1Т.

Редуктор закріплений болтами до шп. 3 кінцевих балки.

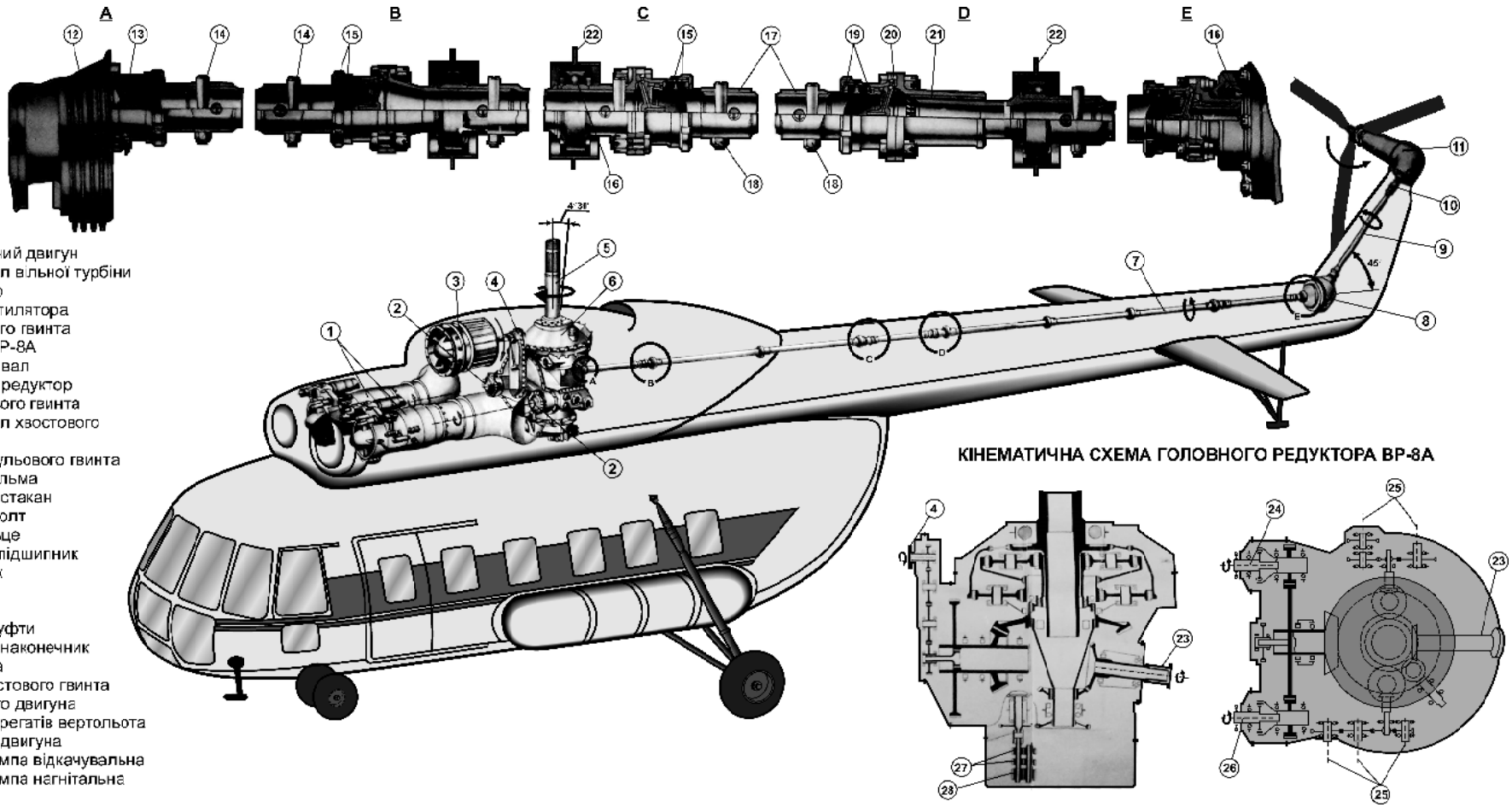
Надмірний тиск із картера підбурюється через отвір суфляра, розташований в його верхній частині (ліворуч). У картері є отвір для магнітної пробки. Мастило в редуктор заливається через штуцер мастиловимірного щупа. Контроль заправки редуктора мастилом здійснюється по мастиловимірному склу з ризиками «В» і «Н» і за допомогою щупа.

19.4.4.3. Хвостовий редуктор

ХР призначений для передачі обертання від хвостового вала до РГ із заданою частотою обертання.

ОТД:

Передавальне число .....19/44 = 0,4318 або 1:2,316
Напрям обертання
– ведучого вала (якщо дивитися з боку приводу).....лівий
– веденого вала (якщо дивитися з боку РГ) .....правий
Номінальна частота обертання, об/хв
– ведучого вала.....2594
– вала РВ.....1120



1. Газотурбінний двигун
2. Ведучий вал вільної турбіни
3. Вентилятор
4. Привід вентилятора
5. Вал несучого гвинта
6. Редуктор ВР-8А
7. Проміжний вал
8. Проміжний редуктор
9. Вал рульового гвинта
10. Ведучий вал хвостового гвинта
11. Редуктор рульового гвинта
12. Барабан гальма
13. Шліцьовий стакан
14. Конусний болт
15. Гумове кільце
16. Кульковий підшипник
17. Наконечник
18. Гайка
19. Півкільця
20. Фланець муфти
21. Шліцьовий наконечник
22. Опора вала
23. Привід хвостового гвинта
24. Вхід правого двигуна
25. Приводи агрегатів вертольота
26. Вхід лівого двигуна
27. Мастилопомпа відкачувальна
28. Мастилопомпа нагнітальна

Рис. 19.36. Трансмісія вертольота Мі-8

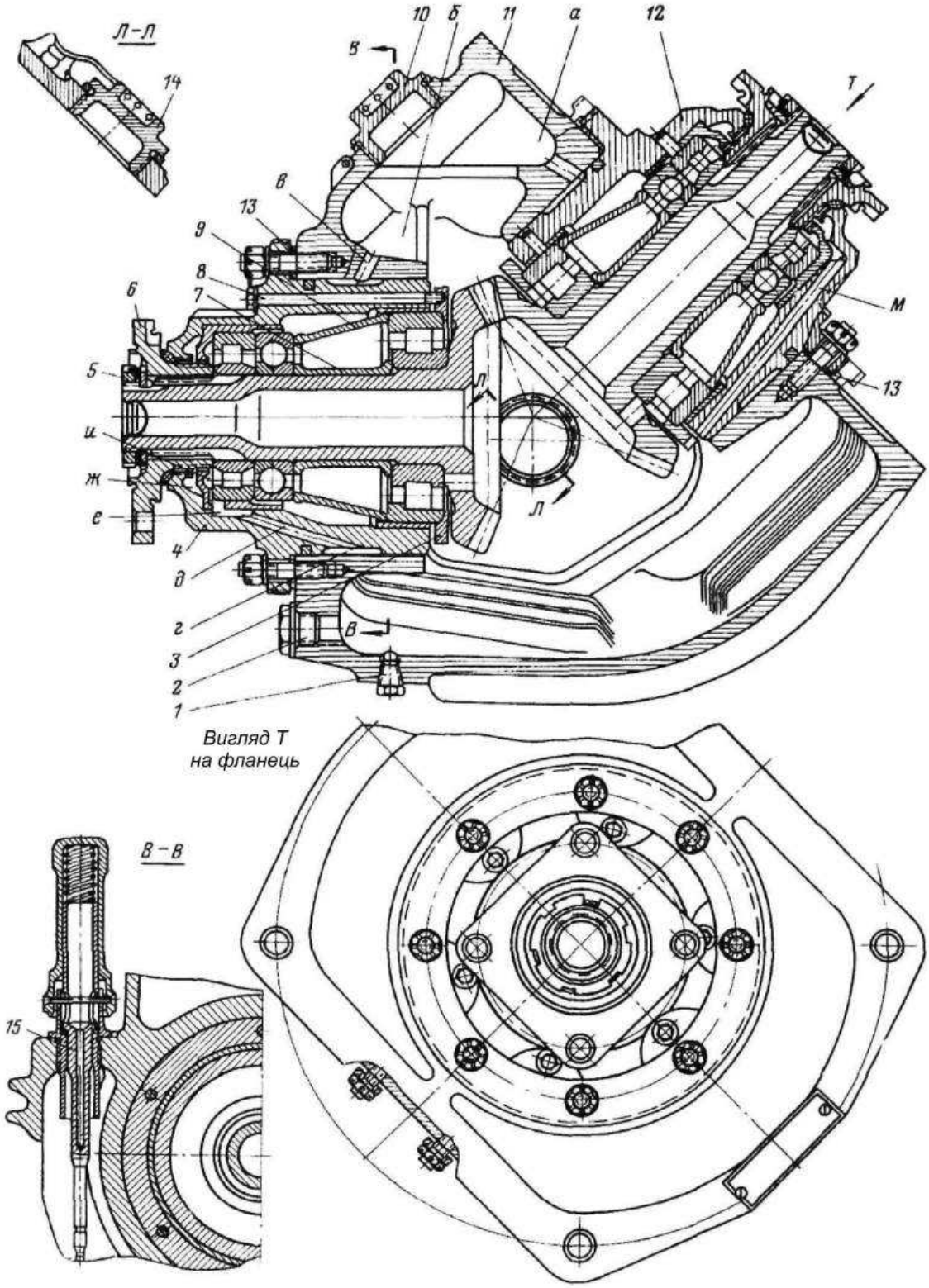


Рис. 19.37. Проміжний редуктор:

1 – пробка; 2 – заглушка; 3 – фланець кріплення роликового підшипника; 4 – стакан ведучого зубчастого колеса; 5 – гайка; 6 – шліцьовий фланець; 7 – внутрішня втулка розпору; 8 – болт; 9 – зовнішня втулка розпору; 10 – суфляр; 11 – картер; 12 – стакан відомого зубчастого колеса; 13 – регулювальне кільце; 14 – пробка; 15 – мастилощуп; а, б – кишені; в, д, м – канали; г – кільцева виточка; е – кільцева порожнина; ж – міжлабіринтова порожнина; і – порожнина підшипників

Температура мастила,°С
– мінімальна для запуску без підігрівання (мастило розріджене) 30
– максимально допускна 110
Принцип змащення.....барботажний
Повний хід штока, мм .....67,75...69,15
Суха маса кг.....57,9...59,2

Головні елементи редуктора (рис. 19.38):

– картер У;
– кришка картера 14;
– вузол ведучої шестірні з валом в опорах 2... 10:
– вузол відомого колеса з валом в опорах 11 ...13, 16...21;
– вузол штока 15 із зірочкою 26, гвинтовою парою і шліцьовою гільзою 22.

Крім того, ХР обладнаний:
– двома мастиловимірними стеклами;
– двома магнітними пробками з відсічними клапанами;
– суфляром;
– двома отворами під П-1Т (задіяно одне).

Редуктор закріплений болтами до шп. 9 кінцевої балки.

Передача потужності на РГ здійснюється парою конічних коліс, кут між осями обертання яких дорівнює 90°.

Усередині картера редуктора окрім конічних коліс розміщений вузол механізму керування змінним кроком РГ. Усередині відомого вала розміщують шток 15, за допомогою якого змінюють крок РГ. Поступальну ходу штока здійснюють за допомогою ходового гвинта 25, який одержує обертання від зірочки 26 з гвинтовою внутрішньою нарізкою.

Заправляння мастилом – через отвір суфляра, контроль заправляння – по мастиловимірному склу з рисками «В» і «Н».

Наявність двох магнітних пробок і два мастиловимірних стекол забезпечує застосування ХР і на інших типах вертольотів (із штовхаючим РГ).

Примітка. ПР і ХР вертольотів МІ-8МТВ можуть бути обладнані сигналізаторами стружки в мастилі ПС-1, замкнутими на табло «СТРУЖКА Гл. РЕДУКТ» на ЦП.

19.4.4.4. Хвостовий вал трансмісії

Хвостовий вал (ХВ) трансмісії призначений для передачі крутильного моменту від ГР через ПР і ХР до РГ.

ХВ має горизонтальний 12 і похилий 8 ділянки і складається з шести частин: дві жорсткі (передньої і задньої) і чотири шарнірні.

Всі частини вала – труби, виконані з легованої сталі 40ХН2МА-Ш.

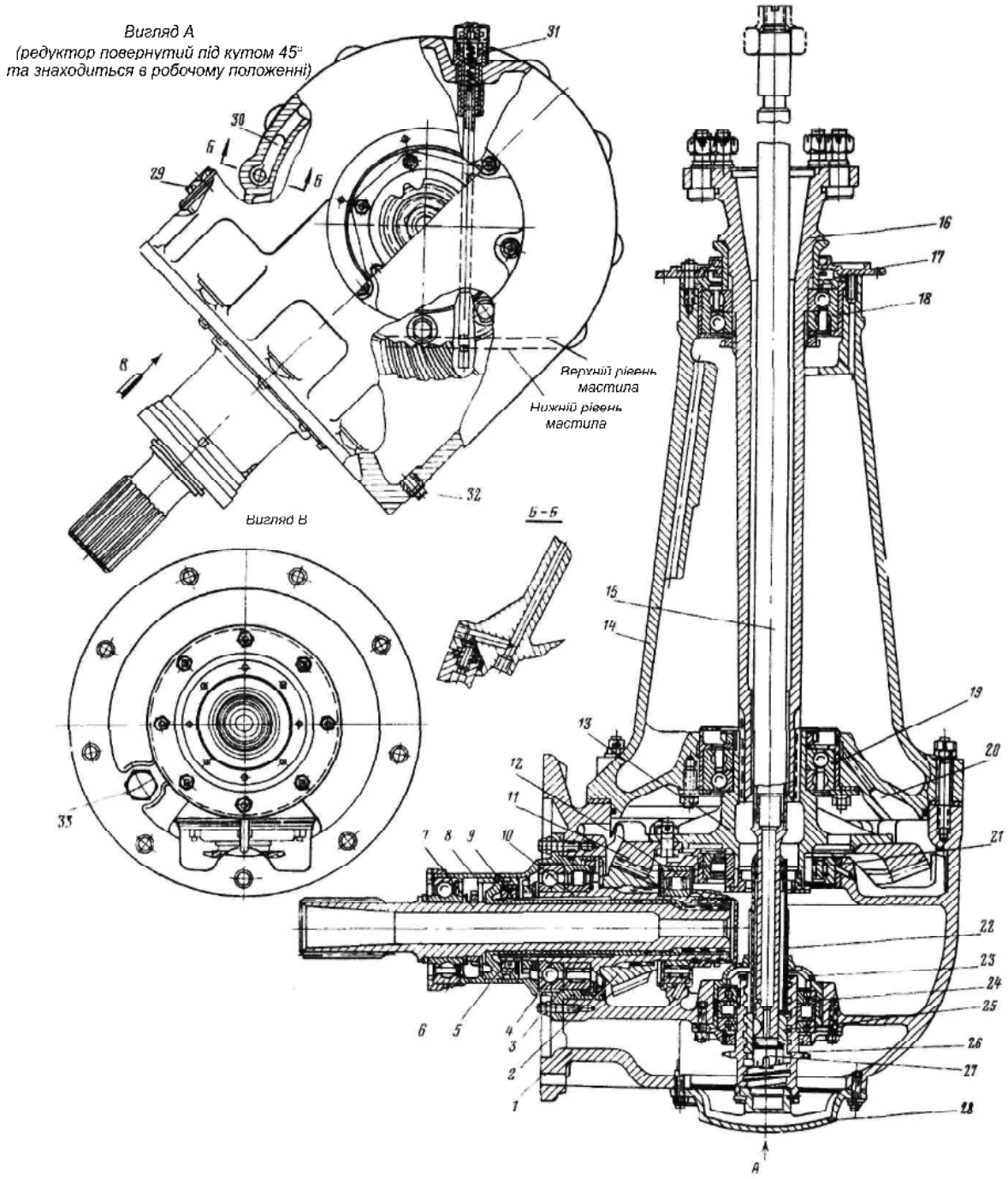


Рис. 19.38. Хвостовий редуктор:

1 – картер; 2 – ведуче зубчате колесо; 3 – роликовий підшипник; 4 – кульковий підшипник; 5 – гільза ущільнювача; 6 – кульковий підшипник із двобічним ущільненням; 7 – ведучий вал; 5 – стакан підшипників ведучого зубчатого колеса; 9 – гумова армована манжета; 10 – втулка ведучого зубчатого колеса; 11 – ведене зубчате колесо; 12 – роликовий підшипник 13 – маточина веденого зубчатого колеса; 14 – кришка картера; 15 – шток керування хвостовим гвинтом; 16 – ведений вал; 17 – кришка лабіринтового ущільнення; 18, 19 – дворядний кульковий підшипник; 20 – кишеня-уловлювач мастила; 21 – роликовий підшипник; 22 – шліцьова гільза; 23 – стакан підшипників штока; 24 – кульковий підшипник; 25 – черв'як штока; 26 – корпус зірочки керування хвостовим гвинтом; 27 – гайка кріплення черв'яка штока; 28 – кришка; 29 – пробка; 30 – кишеня-уловлювач мастила; 31 – мастиловимірний щуп; 32 – зливна пробка; 33 – заглушка отвору під датчик термометра мастила

Жорсткі частини

Передня – встановлена в надбудові фюзеляжу, складається з двох труб, запресованих у натяг на конусних болтах, і обертається на трьох опорах.

Задня – встановлена в ХБ, складається з трьох труб і обертається на чотирьох опорах 14. Опори мають закриті шарикопідшипники 13, які запресовані у фітинги фюзеляжу і набиті мастилом НК-50 на весь термін служби вала.

Шарнірні частини

Встановлені у ГР, у місці стику ХБ із фюзеляжем, біля ПР і в КБ.

Частини вала з'єднують за допомогою шарнірів із гумовими кільцями 5 і фланців. Порожнини шарнірів заповнюють мастилом для гіпоїдних передач в об'ємі 25...35 мл.

Середня і кінцева шарнірні частини мають рухомі шліцьові з'єднання, призначені для компенсації відхилень у лінійних розмірах фюзеляжу, ХБ і ХВ, а також для забезпечення можливості зміни довжини вала при вигині балки у польоті. Ці з'єднання змащують мастилом НК-50.

Маса вала – 56...58 кг Злам вала в шліцьових муфтах не має перевищувати 1,2 мм за індикатором вимірника. Биття в будь-якому прольоті має бути не більше 0,445 мм.

19.4.4.5. Карданний вал вентилятора

Карданний вал приводу вентилятора (рис. 19.39) передньою шліцьовою вилкою 1 з'єднується з валом вентилятора, а задньою фланцевою вилкою – з валом ГР.

Вал забезпечений двома універсальними карданними шарнірами на голчастих підшипниках 4, компенсуючими монтажні перекоси.

ОТД:

Номінальна частота обертання, об/хв.....6000
Максимальний крутильний момент, кг·м 12
Мастило для змащування шарнірів .....ТС гип
Зовнішній діаметр вала, мм 28
Маса вала, кг.....3,24...3,44

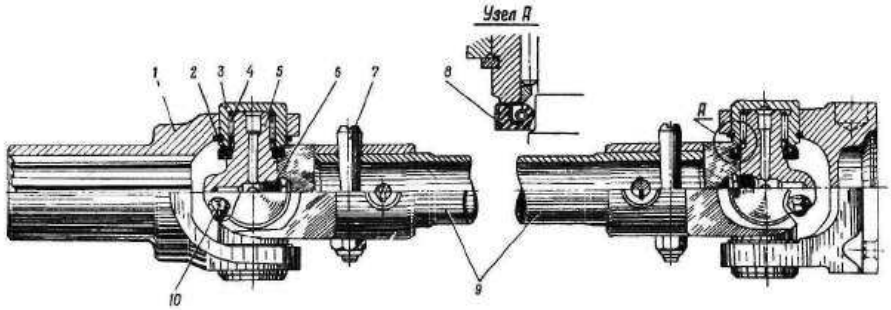


Рис. 19.39. Карданний вал вентилятора:

1 – шліцьова вилка; 2 – кільце; 5 – зовнішня обойма підшипника; 4 – голчастий підшипник; 5 – хрестовина; 6 – запобіжний клапан; 7 – конусний болт; 8 – гумові манжети; 9 – вал; 10 – маслянка

19.4.4.6. Гальмо несучого гвинта

Гальмо НГ (рис. 19.40) призначене для скорочення часу останову НГ після виключення двигунів, а також для стопоріння трансмісії при стоянці вертольота.

Гальмо – барабанного типу колодка з механічним керуванням, встановлений на корпусі приводу РГ на ГР.

Головними елементами є такі:

– кронштейн 10 (корпус гальма);
– колодки 7 з накладками 8 із «ферodo»;
– розтискний важіль 9;
– стрижень розпору 5;
– барабан 1.

Зазор між колодками і барабаном має становити 0,2...0,5 мм.

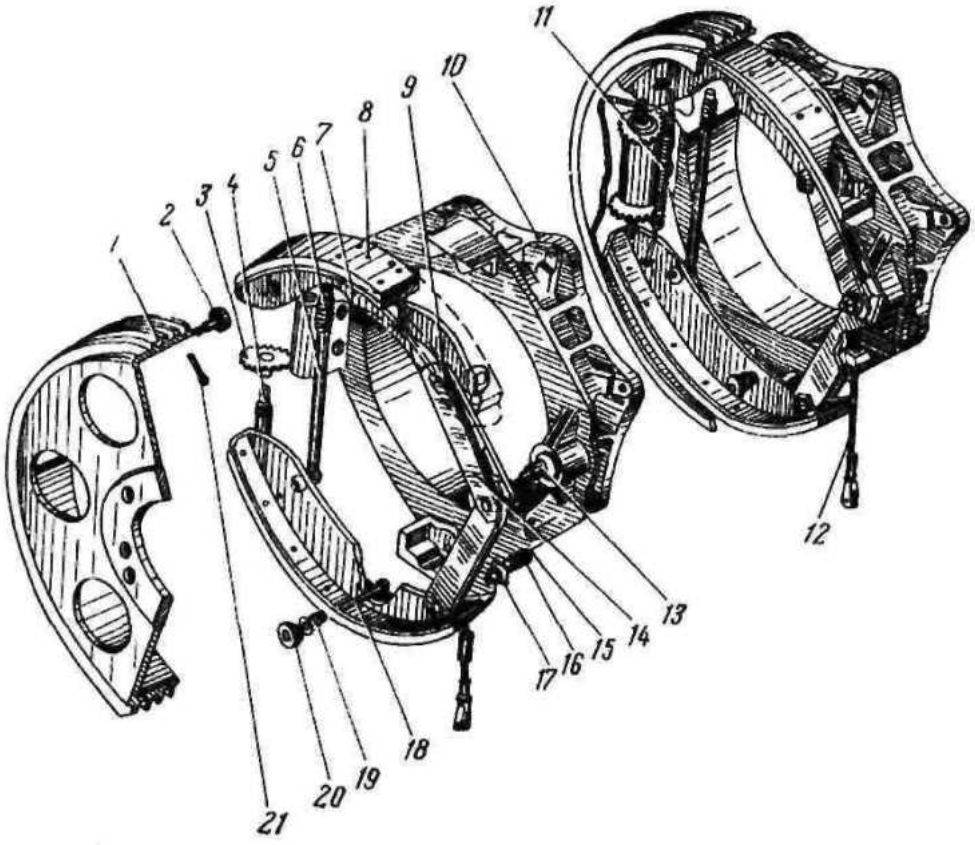


Рис. 19.40. Гальмо несучого гвинта:

1 – барабан гальма; 2 – гвинт розтискного важеля гальма;
3 – маховичок регулювання гальма; 4 – регулювальний гвинт;
5 – стрижень розпору; 6 – пружина стрижня; 7 – гальмівна колодка;
8 – фрикційна накладка; 9 – розтискний важіль; 10 – кронштейн гальма;
11 – стягнута пружина; 12 – трос керування гальмом; 13 – упорний палець колодок; 14 – ланка колодки гальма; 15 – гвинт кріплення ланки з колодкою; 16 – втулка; 17 – фігурна шайба; 18 – стрижень притискної чашки; 19 – пружина стрижня; 20 – чашка; 21 – шплінт;
22 – пружина троса керування гальмом

19.5. ШАСІ

19.5.1. Загальні відомості

Злітно-посадочні пристрої (ЗПП) призначені для сприйняття ударних навантажень при посадці вертольота, а також для пересування вертольота по землі при рулюванні і зльоті.

До злітно-посадочних пристроїв (рис. 19.41) відносяться:

– колісне шасі, що не забирається у польоті, обладнане двома головними (ГСШ) стояками 2 і переднім стояком (ПСШ) 7;
– хвостова опора (ХО) 3.

ОТД:

Параметр	**ПСШ**	**ГСШ**	**ХО**
Тип коліс	К2-116	КТ-97/3	
Розміри пневматиків, мм	595х185	865х280	
Початковий тиск у пневматиках, кг/см^2	4,5+0,5	5,5+0,5	
Об'єм АМГ-10, см^3	2080	3510	300
зокрема:			
– в амортизаторі низького тиску (АНТ)		1110	
– в амортизаторі високого тиску (АВТ)		2400	
Початковий тиск азоту в амортизаторах, кг/см$_2$	32±0,5		27+1
зокрема:			
– в АНТ		26±0,5	
– в АВТ		60±0,5	
Повний хід штока амортизатора, мм	165		200
зокрема:			
– АНТ		20±2	
– АВТ		240±2	
Вихід штоків, м			
зокрема:			
– при $G_{дес.\ нагр} = 0$		240	
– при $G_{зл}$ = 1110 кг		90±20	
– при $G_{зл}$ = 13000 кг	≤150	68±20	
Обтиск пневматиків, мм	≤43	≤68	

19.5.2. Передній стояк шасі

ПСШ (рис. 19.42) – балково-підкосного типу, має підвіску важеля коліс, що самоорієнтується, забезпечує кращі умови роботи амортизатора при рулюванні по нерівній поверхні, і вбудований амортизатор.

Складається з таких елементів:

– амортизаційного стояка важеля;
– вильчатого зварного підкошування;
– двох негальмівних коліс.

Закріплена до шп.1 і 2 ЦЧФ.

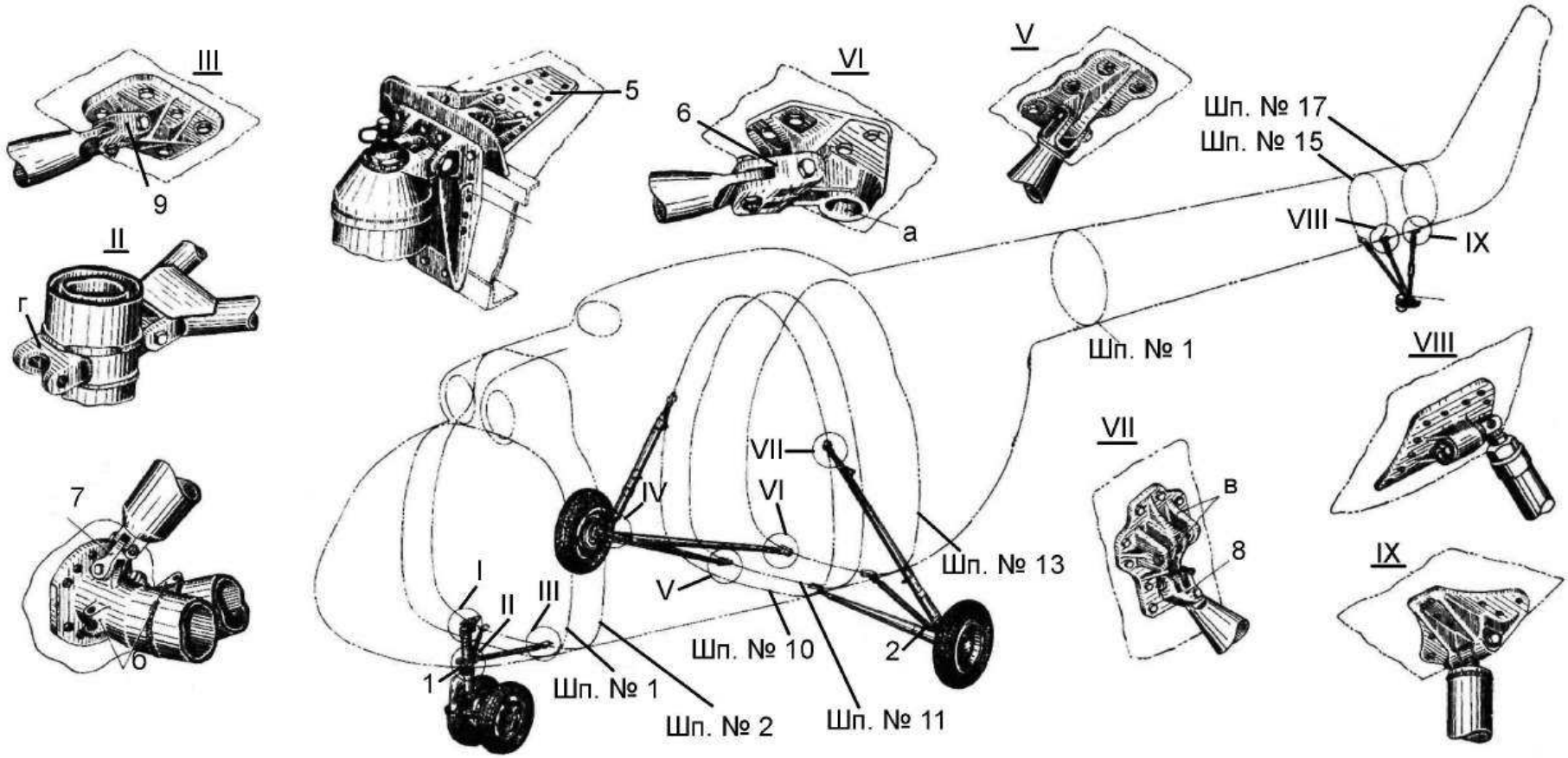


Рис. 19.41. Злітно-посадочний пристрій:

1 – передня нога шасі; 2 – головна нога шасі; 3 – хвостова опора; 4 – кронштейн кріплення переднього амортизаційного стояка; 5 – фітинг; 6, 7, 8, 9 – кардани; I – вузол кріплення амортизаційного стояка передньої ноги шасі; II – вузол кріплення вільчатого підкосу до амортизаційного стояка; III – вузол кріплення вільчатого підкосу до фюзеляжу; IV – вузол кріплення амортизатора до напівосі головної ноги шасі; V – вузол кріплення напівосі головної ноги шасі до фюзеляжу; VI – вузол кріплення підкосу головної ноги шасі до фюзеляжу; VII – вузол кріплення амортизатора головної ноги шасі до фюзеляжу; VIII – вузол кріплення підкосу хвостової опори до хвостової балки; IX – вузол кріплення амортизатора хвостової опори до хвостової балки; а – сферичне гніздо під опору домкрата; б – вушки для кріплення буксирувального пристосування; в – вушки для швартовного пристосування і кріплення заднього верхнього підкосу ферми спецустановки; г – вушки для швартовного пристосування

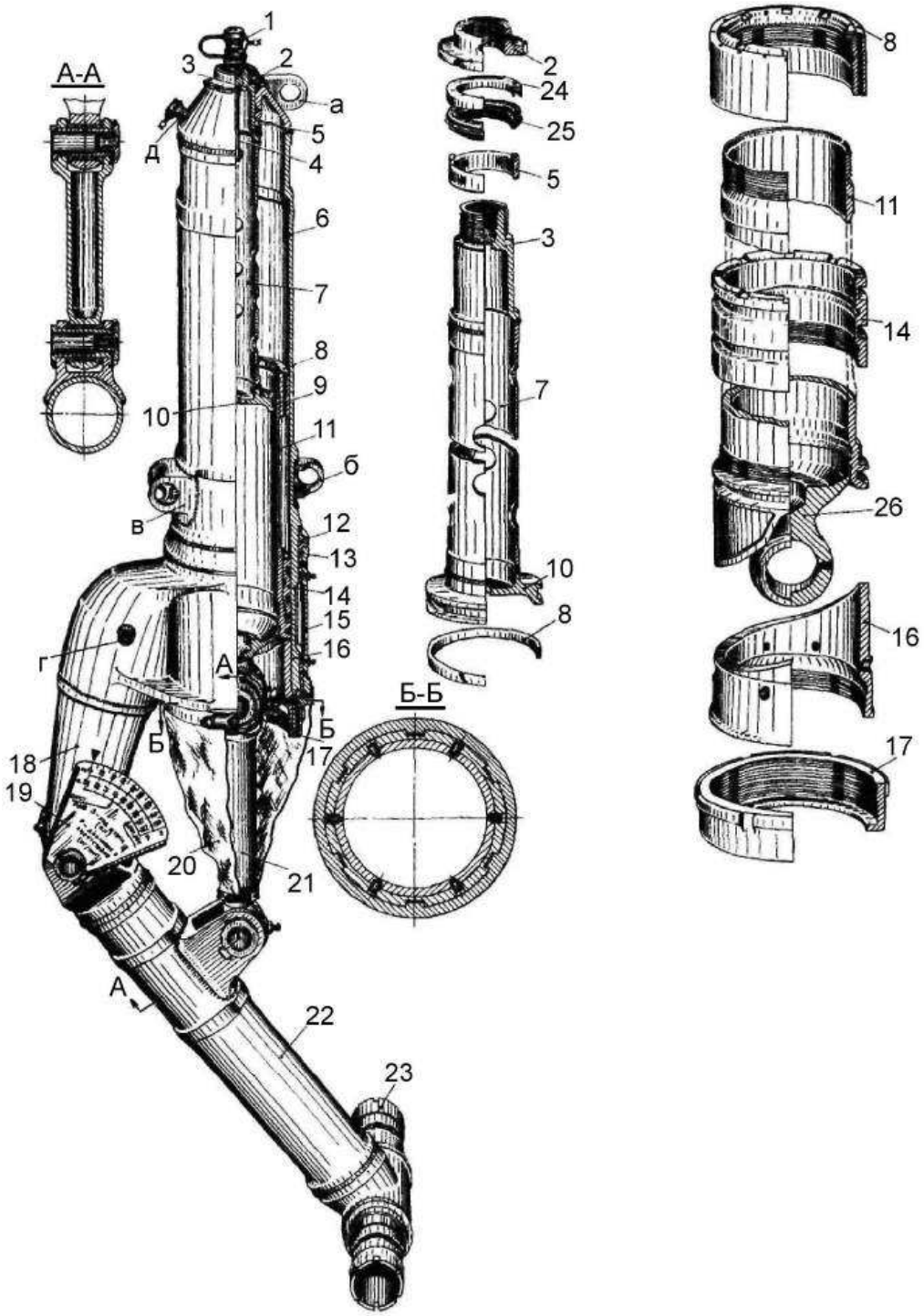


Рис. 19.42. Амортизаційний стояк важеля:
1 – зарядний клапан; 2 – гайка кріплення плунжера; 3 – хвостовик плунжера; 4 – зарядна трубка; 5 – стопорна втулка; 6 – циліндр; 7 – плунжер; 8 – верхня букса; 9 – поршневе кільце; 10 – поршень плунжера; 11 – шток із верхнім фіксатором; 12 – упорне кільце; 13 – втулка; 14 – нижня букса; 15 – поворотний кронштейн; 16 – нижній фіксатор; 17 – гайка; 18 – ріг поворотного кронштейна; 19 – покажчик тиску в циліндрі і величини обтиску амортизаційного стояка; 20 – чохол; 21 – шатун; 22 – важіль; 23 – гайка кріплення колеса; 24, 25 – кільця ущільнювачів; 26 – головка штока; а – верхні вушка для кріплення амортизаційного стояка; б – нижні вушка для вильчатого підкосу кріплення амортизаційного стояка; в – вушко для швартовного пристосування; г – втулка для кріплення буксирувального пристосування; д – зливний штуцер

19.5.2.1. Амортизаційний стояк

Головні елементи:

– амортизатор;
– поворотний кронштейн 15;
– шатун 21;
– важіль із віссю коліс 22.

Амортизатор має головні елементи:

– циліндр 6;
– шток 11;
– плунжер 7 з дифузором;
– верхня 8 і нижня 14 букси;
– механізм розвороту коліс.

При посадці вертольота зусилля, що діє на колеса, передається через важіль підвіски коліс і шатун на шток амортизатора, який здійснює прямий хід.

Рідина з нижньої порожнини штока плунжером витісняється у верхню порожнину циліндра амортизатора, стискаючи азот, і далі – в порожнину між штоком і циліндром. При цьому гасіння енергії удару відбувається шляхом тертя в буксах, стискування азоту і, найбільше, за допомогою того, що дроселює рідини через центральний отвір у дифузорі, який калібрується, і подовжні отвори у верхній буксі.

При зворотному ході стислий під час прямого ходу азот виштовхує рідину з порожнини між штоком і циліндром і далі – з верхньої порожнини циліндра в нижню порожнину штока.

Гальмування штока при цьому досягається шляхом зменшення сумарного прохідного перерізу для рідини за допомогою так званого кільцевого клапана гальмування, який потоком рідини притискається до верхньої букси, перекриваючи частину отворів.

Обтиск штока амортизатора за шкалою покажчика у незавантаженого вертольота має бути в межах 55...75 мм, при масі вертольота 11100...11200 кг – 120... 140 мм.

Механізм розвороту коліс призначений для розвороту передніх коліс в лінію польоту при розвантаженому передньому амортизаційному стояку.

Є кулачковим фіксатором, відповідні частини якого змонтовані знизу на внутрішній поверхні циліндра (нижній фіксатор 16) і на зовнішній поверхні штока відповідно.

Коли на передні колеса діє навантаження, шток амортизатора переміщений вгору і кулачки механізму розвороту роз'єднані між собою.

Коли передні колеса розвантажуються, то під тиском газу шток амортизатора переміщається вниз і верхній кулачок входить у зіткнення з нижнім кулачком механізму, розгортаючи тим самим передні колеса в лінію польоту.

19.5.2.2. Колесо К2-П6

У комплект колеса (рис. 19.43) входять:
– барабан 6;
– дві півреборди 5;
– два захисних щитки 7, 9;
– камерний пневматик.

Крім того, при установленні колеса на піввісь вмонтовуються:
– упорне кільце 13;
– обтюратор 10;
– роликопідшипник;
– втулка розпору 11;
– роликопідшипник 1;
– обтюратор;
– гайка 2 з контрувальними гвинтами.

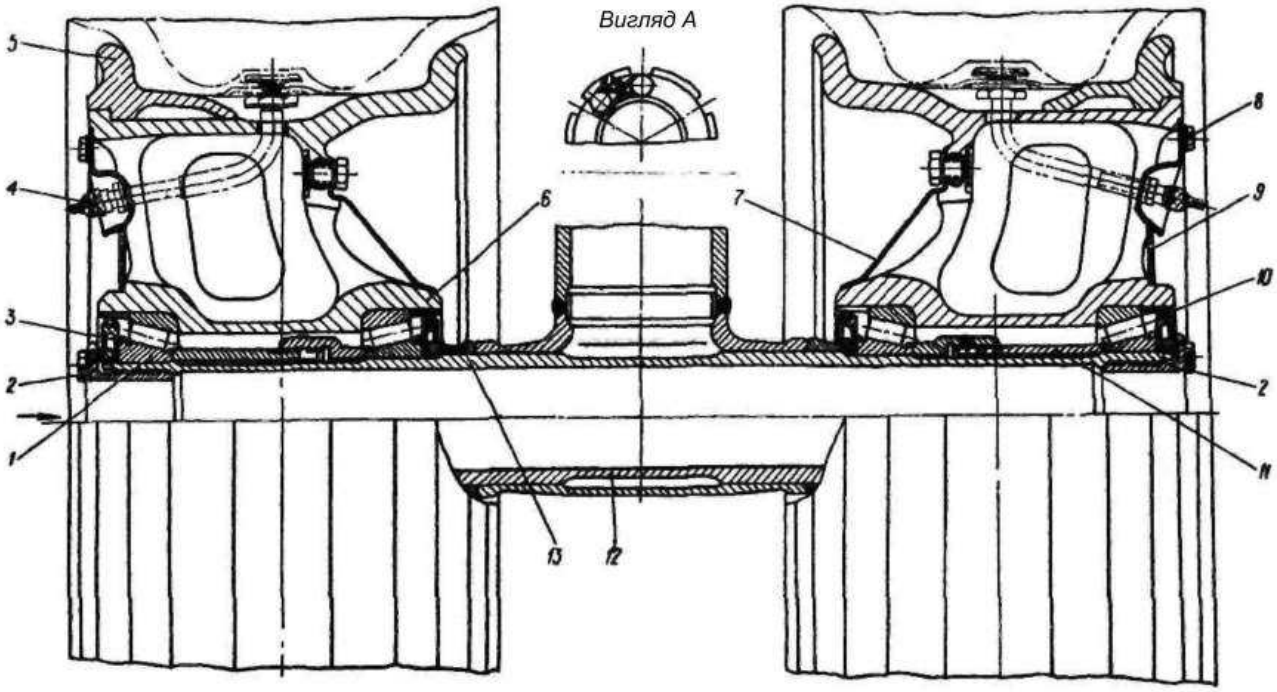


Рис. 19.43. Вузол кріплення коліс передньої ноги шасі:

1 – роликопідшипник; 2 – гайка кріплення колеса; 3 – кришка; 4 – вентиль; 5 – півреборда; 6 – барабан колеса; 7 – щиток; 8 – болт кріплення щитка; 9 – щиток; 10 – повстяне кільце; 11 – втулка розпору; 12 – вісь коліс; 13 – упорне кільце

Підшипники набиваються графітовим мастилом НК-50 (кутум).

Увага!

Всі деталі комплектів коліс промарковані, і їх розукомплектація і використання деталей комплектів інших коліс не допускається!

19.5.3. Головні стояки шасі

У комплект кожного ОСШ входять:
– здвоєний амортизатор;
– напіввісь;
– підкошування;
– колесо;
– обтічник.

Стояки закріплені до шп. 10 і 11 ЦЧФ.

19.5.3.1. Амортизатор

Амортизатор (рис. 19.44) призначений для поглинання кінетичної енергії, що виділяється при ударі вертольота об землю під час посадки, і на відміну від амортизатора ОСШ бере участь у гасінні поперечних коливань типу «земний резонанс».

Принцип гасіння енергії удару в амортизаторі аналогічний описаному вище, проте є низка особливостей:

1. Амортизатор здвоєний (у літературі – двокамерний), складається з амортизаторів низького (АНД) і високого (АВД) тиску, скомпонованих співвісно.
2. АНД розташований у верхній частині, а АВД — у нижній.
3. Амортизатори мають «перевернену» схему (функції плунжерів виконують штоки).
4. Конструктивно шток АВД переходить у циліндр АНД.
5. Шток і циліндр АНД з'єднані шліц-шарніром для виключення провертання останнього.
6. У циліндрі АВД встановлено профільовану голку, що зменшує прохідний переріз по ходу обтиску.
7. Під час посадки вертольота першим спрацьовує АНД, і після повного обтиску його штока починає діяти АВД.
8. Зворотний хід штока АНД може відбуватися лише при поперечних коливаннях вертольота на своєму шасі або при зльоті, коли амортизатори звільняються від навантаження. Штоки АНД на стоянці мають бути повністю обжаті.
9. На штоку АНД над шліц-шарниром закріплено МКВ ВМ-800К, призначений для включення магнітофона МС-61 і системи гідроупора в подовжньому каналі керування. (Зазор між верхнім плечем коромисла і штоком МКВ при обтиснутому стояку має бути в межах 1±0,5 мм).

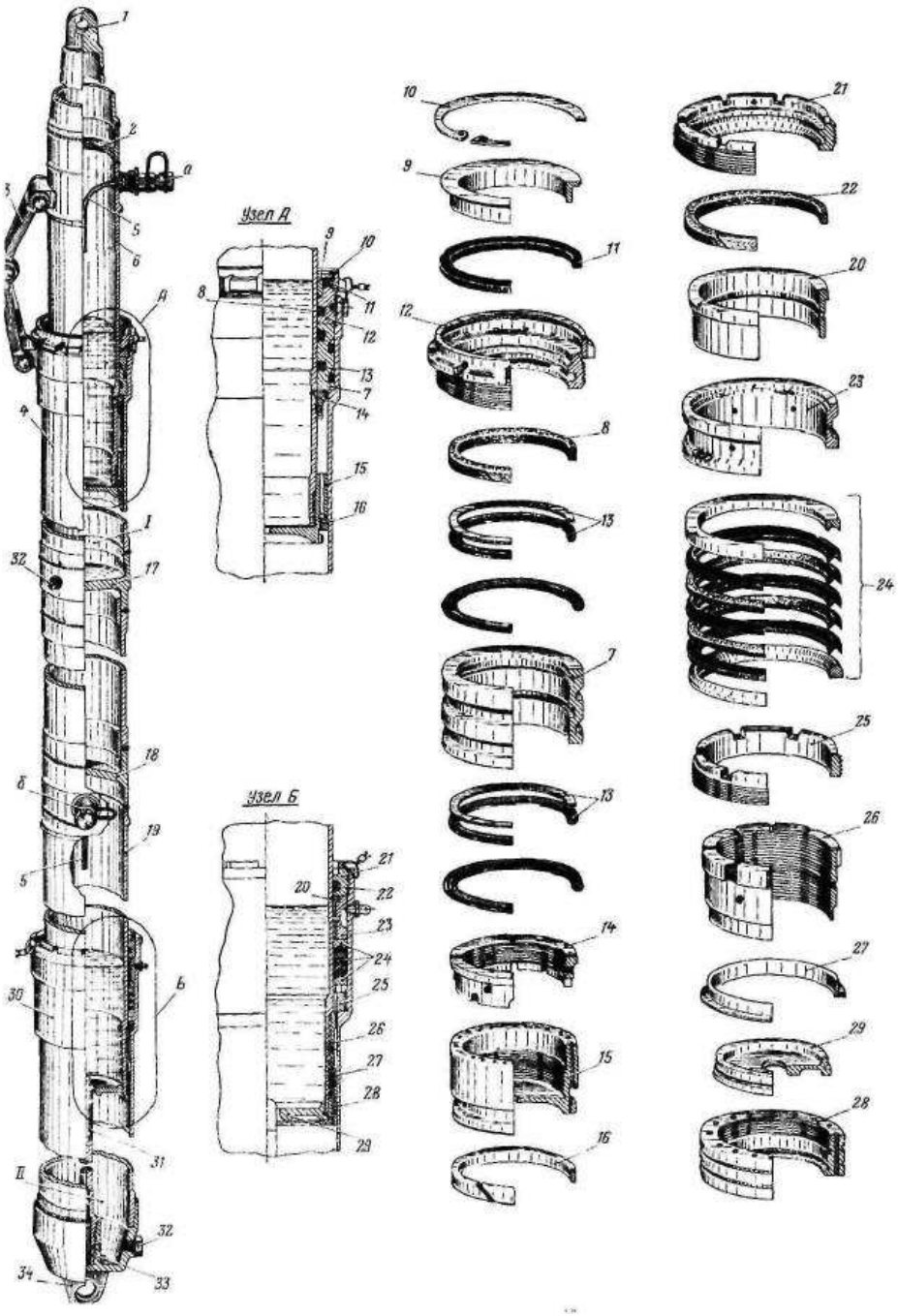


Рис. 19.44. Двокамерний рідинно-газовий амортизатор головної ноги шасі:

I – камера низького тиску; II – камера високого тиску; 1 – вушковий наконечник для кріплення до вузла фюзеляжу; 2 – перехідник із дном; 3 – шліц-шарнір; 4 – циліндр камери низького тиску; 5 – трубка обмеження заливки рідини; 6 – шток камери низького тиску; 7 – букса камери низького тиску; 8 – повстяне кільце; 9 – втулка; 10 – розтискне пружинне контрувальне кільце; 11 – буферне гумове кільце; 12 – гайка; 13 – кільця ущільнювачів; 14 – гайка; 15 – нижня букса камери низького тиску; 16 – кільце-клапан; 17, 18 – перехідники із дном; 19 – шток камери високого тиску; 20 – втулка; 21 – гайка; 22 – повстяне кільце; 23 – верхня букса камери високого тиску; 24 – кільця ущільнювачів; 25 – гайка; 26 – упорна втулка; 27 – кільце-клапан; 28 – нижня букса камери високого тиску; 29 – дифузор; 30 – циліндр камери високого тиску; 31 – профільована голка; 32 – пробка зливного штуцера; 33 – контрувальний штифт; 34 – вильчатий наконечник для кріплення до напівосі; а, б – зарядні клапани

19.5.3.2. Підкіс і напіввісь

Підкіс і напіввісь – зварні конструкції, виготовлені із сталевих труб (марка сталі для головних елементів усіх стояків – 30ХГСА).

Підкоси використовують як балон для стислого повітря. Він обладнаний штуцерами зарядки із пневмосистеми, підкачування пневматиків коліс і зливання конденсату. На кінцях підкіс має вузли кріплення до фюзеляжу і напівосі.

Напіввісь має вушки для кріплення до фюзеляжу, підкосу і буксирувальних тросів. На напівосі закріплено фланець гальма, а знизу приварено сферичне гніздо під домкрат.

19.5.3.3. Колесо КТ-97/3

Кожне з коліс (рис. 19.45) головних стояків складається з таких елементів:

– барабана;
– знімної реборди;
– камерного пневматика;
– гальмівного пристрою.

Крім того, кожне колесо монтується на напіввісь з допомогою:

– двох роликопідшипників;
– втулки розпору;
– двох обтюраторів;
– гайки кріплення колеса з контровочними гвинтами.

Барабан колеса є за одне ціле з ободом, маточиною і однією ребордою (друга – знімна), відлитою з Mg-сплаву.

Пневматик монтується на обод барабана і складається з камери, яка має вентиль і покришку.

Гальмівний пристрій – барабанного типа, з пневмоприводом і містить:

– корпус гальма 9 (закріплений на фланці напівосі);
– дві гальмівні колодки 13 на анкерних валах 20;
– дві стягнуті пружини 15;
– два розтискні важелі 14 із стрижнями і регулювальними маховичками;
– два повітряні циліндри 12;
– щиток з отворами для виміру зазору;
– гальмівний барабан 10.

19.5.3.4. Обтічник

Обтічник надає необхідну аеродинамічну форму нижньої частини ГСШ між напіввіссю і підкошуванням. Він виготовлений з листів дюралюмінію, кутових профілів і вкладишів з пінопласту.

Обтічник закріплений до напівосі і підкошування хомутами. Зверху на обтічнику – кришка для доступу до трубопроводів повітряної системи і трафарет «НЕ СТАВАТИ!».

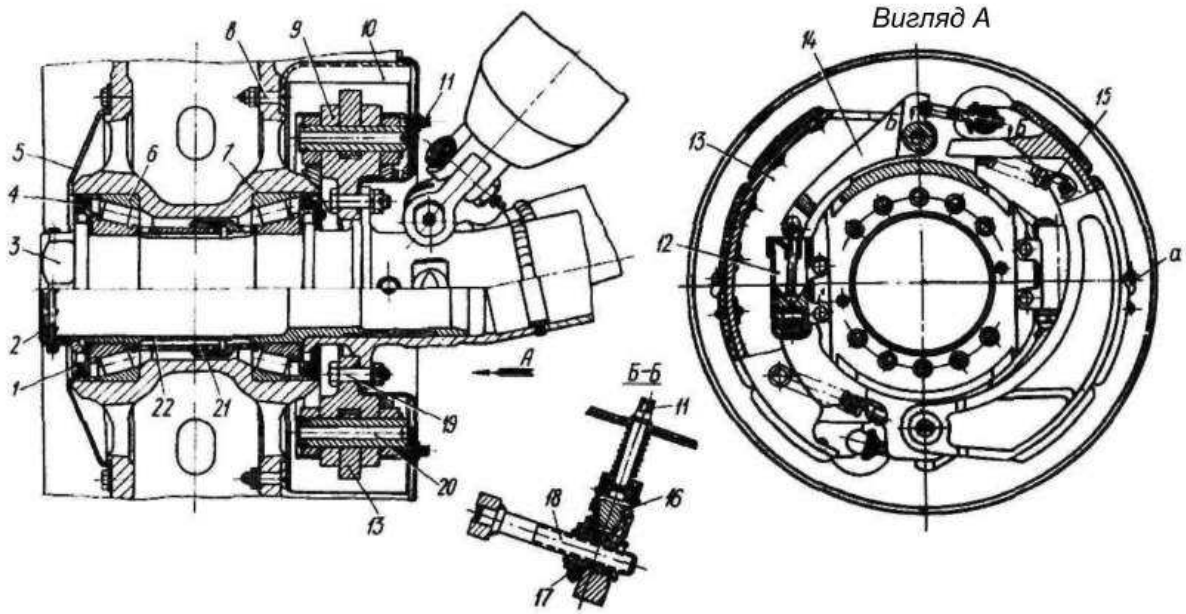


Рис 19.45. Вузол кріплення колеса головної ноги шасі:

1 – кришка; 2 – контровочний болт; 3 – гайка кріплення колеса; 4 – пилозахисне повстяне кільце; 5 – щиток; 6 – роликовий підшипник; 7 – барабан колеса; 8 – болти кріплення гальмівного барабана; 9 – корпус гальма; 10 – гальмівний барабан; 11 – регулюючий вал; 12 – гальмівний повітряний циліндр; 13 – гальмівна колодка; 14 – важіль; 15 – поворотна пружина: 16, 17 – конічні шестірні; 18 – регулюючий гвинт; 19 – болт кріплення гальма; 20 – анкерний вал; 21 – втулка розпору ; 22 – вісь; а – лючок для виміру зазору

19.5.4. Хвостова опора

Хвостова опора (ХО) (рис. 19.46) призначена для оберігання лопатей РГ від пошкоджень і ХБ від руйнування при посадці вертольота з великим кутом кабрирування і перевантаженням.

У комплект ХО входять:

– амортизатор 32;
– два підкошування 31;
– п'ята 30.

Амортизатор рідинно-газовий, має перевернену схему і складається з циліндра і штока.

Принцип дії і пристрій амортизатора аналогічні описаним вище.

Підкошування виконані з дюралюмінієвих труб, забезпечені сталевими наконечниками.

П'ята відштампована з Al-сплаву АК-6, кріпиться до вильчатого вузла 11 за допомогою пальця 12 на втулках 9, 13, підпружинена так, щоб при дотику грунту її передня частина не заривалася.

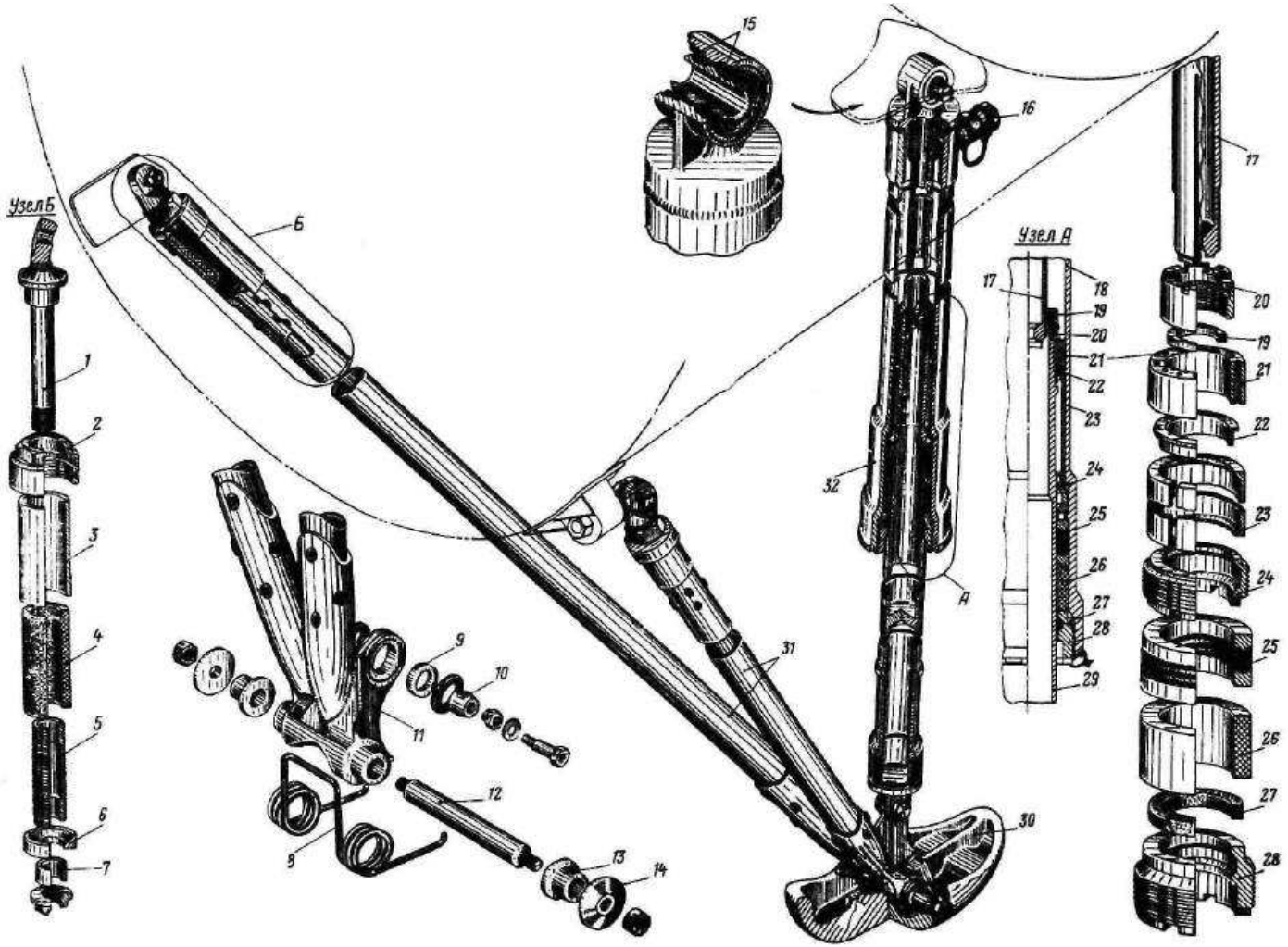


Рис. 19.46. Конструкція хвостової опори:

1 – вушковий болт; 2 – гайка; 3 – зовнішня обойма; 4 – демпфіруюча гумова втулка; 5 – внутрішня обойма; 6 – кільце; 7 – втулка; 8 – пружина; 9, 13 – втулки; 10 – кульовий підшипник; 11 – вильчатий вузол; 12 – вал; 14 – шайба; 15 – демпфіруючі гумові кільця; 16 – зарядний клапан; 17 – плунжер; 18 – циліндр; 19 – поршневе кільце; 20 – гайка; 21 – верхня букса; 22 – клапан; 23 – втулка; 24 – гайка; 25 – кільця ущільнювачів; 26 – нижня текстолітова букса; 27 – повстяне кільце; 28 – гайка; 29 – шток; 30 – п'ята; 31 – підкіс; 32 – амортизатор

Шток амортизатора і підкошування кріплять до шпангоутів ХБ за допомогою демпферів, які є сталевими обоймами, між якими завулканізовані гумові втулки 75.

19.5.5. Експлуатація шасі

19.5.5.1. Перевірка готовності вертольота до польоту

Передпольотний огляд вертольота

У процесі огляду борттехнік зобов'язаний:

– переконатися в правильності зарядки переднього амортизаційного стояка і пневматиків коліс; обтиск штока ПСШ (за шкалою покажчика) при різному поєднанні ваги і центрування вертольота не повинно перевищувати 150 мм, обтиск пневматиків передніх коліс не повинно перевищувати 43 мм;
– переконатися в правильності зарядки правої ОСШ, чи немає течі рідини по штоку, в правильності зарядки пневматика колеса (вихід штока по дзеркалу). Залежно від ваги вертольота він має бути: за відсутності десантного навантаження – 240 мм, при вазі вертольота 11100 кг – 90±20 мм, при вазі вертольота 13000 кг – 68±20 мм; обтиск пневматика – не більше 68 мм;
– перевірити стан вузлів кріплення ХО;
– оглянути ліву ОСШ в описаній вище послідовності.

При зовнішньому огляді командирові екіпажу перевірити:

– шасі – стан амортизаційних стояків (чи не забруднені штоки, чи немає підтікання робочої рідини);
– правильність зарядки амортизаційних стояків, стану і обтиску пневматиків коліс.

19.6. СИСТЕМА КЕРУВАННЯ ВЕРТОЛЬОТОМ

19.6.1. Загальні відомості

Керування – це процес зміни в часі сил і моментів, прикладених до вертольота.

Керування вертольотом відносно трьох осей здійснюється шляхом зміни величини і напряму сили тяги НГ і зміни сили тяги РГ.

Дані зміни сил мають місце при повороті лопатей відносно ОШ і при зміні крутильного моменту, прикладеного до гвинтів.

Таким чином, система керування (рис. 19.47) – це система кінематичних зв'язків пілота з ОШ лопатей і з дросельними пристроями двигунів.

Безпосередня дія на ОШ лопатей НГ здійснює автомат перекосу, на який замикаються проводки керування трьох каналів.

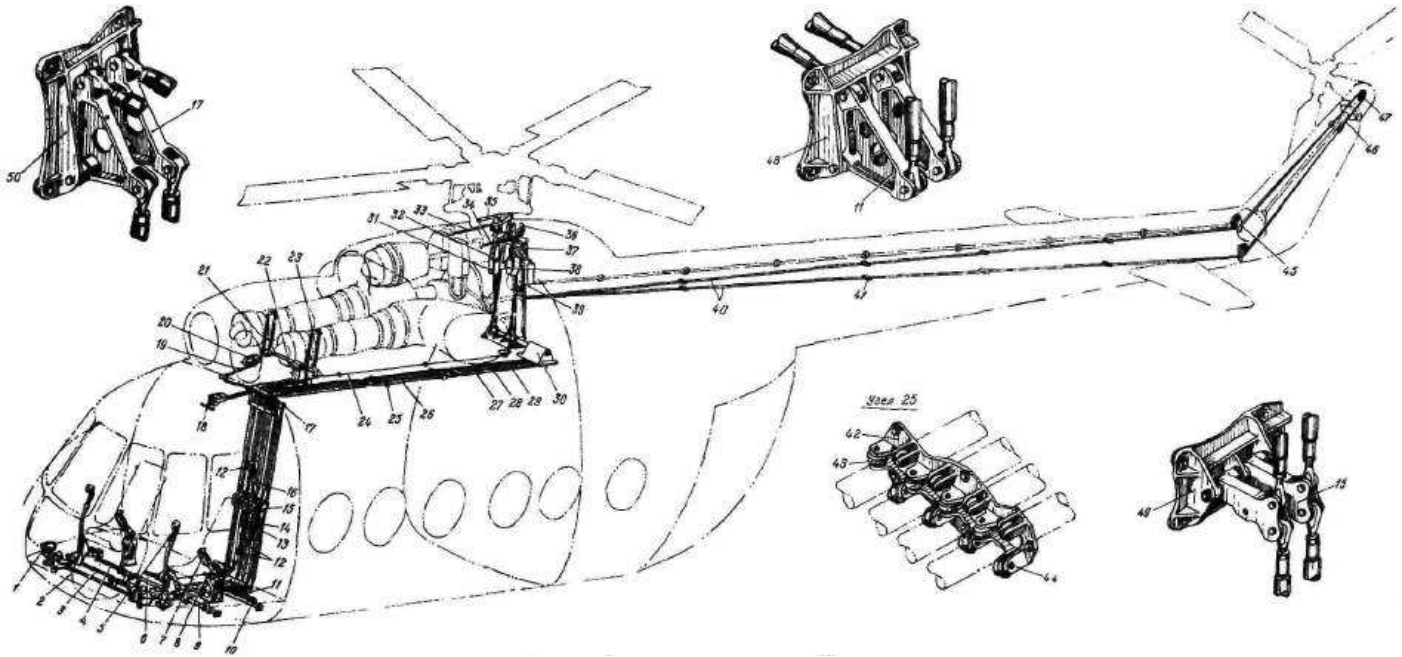


Рис. 19.47. Схема керування вертольотом:

1 – педалі шляхового керування; 2 – тяга, що з'єднує качалки педалей; 3 – тяга поперечного керування; 4 – тяга подовжнього керування; 5 – ручка подовжньо-поперечного керування; 6 – ручка керування гальмом несучого гвинта; 7 – ручка об'єднаного керування «Крок – Газ»; 8 – важелі роздільного керування двигунами; 9 – замикаючий вал; 10 – диференціальний вузол; 11 – нижні кутові качалки; 12 – електромагнітні гальма ЭМТ-2М; 13 – пружинний механізм завантаження поперечного керування; 14 – пружинний механізм завантаження подовжнього керування; 15 – проміжні качалки; 16 – пружинний механізм завантаження шляхового керування; 17 – верхні кутові качалки; 18 – ручки зупинника двигунів; 19 – троси керування зупинником двигунів; 20 – кронштейн з роликами; 21 – тяга керування зупинником двигуна; 22 – блок валів; 23 – тяга керування двигуном; 24 – трос керування гальмом несучого гвинта; 25 – напрямні роликів; 26 – тяга поперечного керування; 27 – тяга керування загальним кроком несучого гвинта; 28 – тяга шляхового керування; 29 – тяга подовжнього керування; 30 – агрегат подовжнього, поперечного, шляхового керування і керування загальним кроком; 31 – гідропідсилювач поперечного керування; 32 – гідропідсилювач керування загальним кроком; 33 – тяга поперечного керування; 34 – тяга подовжнього керування; 35 – важіль автомата перекосу керування загальним кроком несучого гвинта; 36 – сектор; 37 – кронштейн кріплення гідропідсилювачів; 38 – гідропідсилювач шляхового керування; 39 – гідропідсилювач подовжнього керування; 40 – троси керування хвостовим гвинтом; 41 – текстолітові напрямні тросів; 42 – кронштейн; 43 – ролик; 44 – ексцентрикова вісь; 45 – ролики; 46 – втулково-роликовий ланцюг; 47 – зірочка хвостового редуктора; 48 – кронштейн нижніх кутових гойдалок; 49 – кронштейн проміжних гойдалок; 50 – кронштейн верхніх кутових гойдалок

До складу системи керування вертольотом входять:

1. Подвійне подовжньо-поперечне керування, в якому дві ручки подовжньо-поперечного керування (РППК) кінематично зв'язані між собою і з автоматом перекосу.
2. Подвійне шляхове керування, в якому педалі кінематично пов'язані між собою і з механізмом зміни кроку РГ.
3. Подвійне з'єднання керування загальним кроком НГ і двигунами, в якому два важелі загального кроку (РОШ) кінематично пов'язані між собою, а також із повзуном автомата перекосу і важелями дросельних кранів помп-регуляторів двигунів.

Крім того, на вертольоті встановлено:

– роздільне керування двигунами без зміни загального кроку, в якому важелі роздільного керування двигунами (ВРКД) кінематично пов'язані з важелями дросельних кранів насосів-регуляторів двигунів;
– керування зупинником двигунів, в якому ручки зупинника кінематично пов'язані з важелями зупинника на помпах-регуляторах двигунів;
– керування гальмом НГ;
– керування перенастроюванням частоти обертання НГ;
– керування пружинними механізмами завантаження.

Керування у всіх головних каналах подвійне, проводки в головній жорсткій конструкції не дубльовані і є сукупністю тяги і качалок. Винятком є проводки керування гальмом НГ і частково РГ, де застосовані троси.

19.6.2. Подовжньо-поперечне керування

19.6.2.1. Структура системи

Подвійне подовжньо-поперечне керування вертольотом виконано із проводкою жорсткої конструкції, бустерне, комбіноване з автопілотом (АП).

До складу проводки (рис. 19.48) входять:

– дві колонки керування (РППК) 5;
– два пружинні механізми завантаження 13, 14 з електромагнітними гальмами ЭМТ-2М 12;
– агрегат подовжнього, поперечного, шляхового і керування загальним кроком («вал валів») 30;
– два комбіновані агрегати керування КАУ-ЗОБ 31, 39;
– автомат перекосу;
– елементи жорстких кінематичних зв'язків (система тяги і гойдалок);
– система гідроупору в подовжньому каналі керування.

19.6.2.2. Агрегати системи

Колонки керування (рис. 19.48, вигляд А, Б) однакові за конструкцією, основою якого є сталева труба в корпусі, закріпленому шарнірно до подовжньої балки панелі підлоги. Знизу корпус має два важелі, до яких приєднана тяга керування.

На рукоятці лівими РППК змонтовані:

– кнопка-курок «СПУ-РАДІО»;

– кнопка відключення АП;

– бойова кнопка;

– кнопка керування електромагнітними гальмами пружинних механізмів завантаження (кнопка «ТРИММЕР»);

Нижче за рукоятку – гашетка керування гальмами коліс.

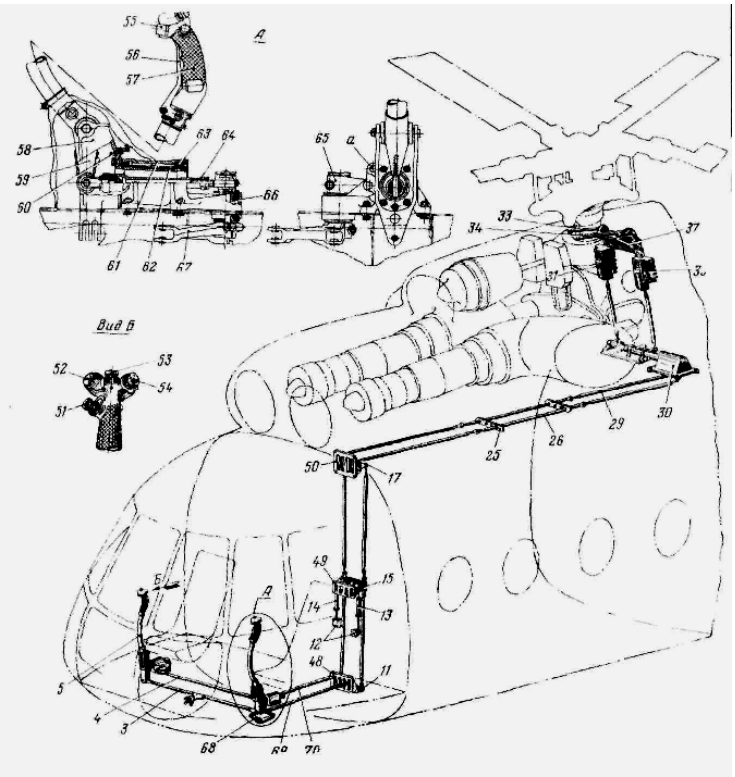


Рис. 19.48. Схема ручного керування:

3 – тяга поперечного керування; 4 – тяга подовжнього керування; 5 – ручка подовжньо-поперечного керування; 11 – нижні кутові качалки; 12 – електромагнітні гальма ЭМТ-2М; 13 – пружинний механізм завантаження поперечного керування; 14 – пружинний механізм завантаження подовжнього керування; 15 – проміжні качалки; 17 – верхні кутові качалки; 25 – спрямовуючі роликів; 26 – тяга поперечного керування; 29 – тяга подовжнього керування; 30 – агрегат подовжнього, поперечного, шляхового керування і керування загальним кроком; 31 – гідропідсилювач поперечного керування; 33 – тяга поперечного керування; 34 – тяга подовжнього керування; 37 – кронштейн кріплення гідропідсилювачів; 39 – гідропідсилювач подовжнього керування; 48 – кронштейн нижніх кутових качалок; 49 – кронштейн проміжних качалок; 50 – кронштейн верхніх кутових качалок; 51 – кнопка (тримерів) керування електромагнітними гальмами ЭМТ-2М пружинних механізмів завантаження; 52 – кнопка СПУ; 53 – кнопка радіо; 54 – кнопка виключення автопілота; 55 – кнопка спецпризначення; 56 – важіль гальмування коліс; 57 – рукоятка ручки керування вертольотом; 58 – корпус; 59 – важіль; 60 – обмежувальний болт; 61 – кронштейн; 62 – стакан; 63 – шарикопідшипник; 64 – шарнірна тяга; 65, 67 – качалки; 66 – вісь; 68 – качалка поперечного керування; 69 – тяга поперечного керування; 70 – тяга подовжнього керування; а – отвір під штир для фіксації ручки в середньому положенні в поперечному напрямі

На рукоятці правої ручки відсутня бойова кнопка і гашетка керування гальмами коліс.

Пружинні механізми завантаження з електромагнітними гальмами ЭМТ-2М

Всі КАУ включені в систему керування вертольотом за безповоротною схемою (зусилля з поверхонь керування не передаються на важелі керування). Тому для створення зусиль на важелях, а також для зняття таких зусиль при сталому режимі польоту в системи подовжнього, поперечного і шляхового керування встановлені пружинні механізми завантаження з електромагнітними гальмами ЭМТ-2М (рис. 19.49).

Є пружинними циліндрами 2, 3, підключені до проводок керування паралельно і влаштовані так, що при будь-яких знаках переміщення проводок пружини 10 механізмів працюють на стискування.

Циліндри приєднані верхніми наконечниками до проміжних гойдалок, а нижніми – до повідків електромагнітних гальм 1, які жорстко зафіксовані при відпущеній кнопці «ТРИММЕР».

Зусилля, що створюються пружинами, відчуваються на органах керування, пропорційні відхиленню цих органів і зростають за лінійним законом.

Максимальні зусилля наприкінці ходу важелів керування не мають перевищувати:

– у подовжньому керуванні.....8,6 кг;
– у поперечному керуванні .....6,0 кг;
– у шляховому керуванні .....13 кг.

Електромагнітне гальмо ЭМТ-2М призначене для зняття навантаження з РППК і педалями на сталих режимах польоту.

Існують:

– редуктор;
– електромагнітна муфта;
– відцентрове гальмо, скомпоноване в одному блоці, закріпленому на стінці шп. 5Н.

При натисненні кнопки «ТРИММЕР» живляться електромагнітні муфти і відцентрові гальма відключаються. Зусилля стислих пружин повертають поводки, що звільнилися, і зусилля із РППЕ і педалями знімаються миттєво і повністю.

Рух від ручки в подовжньому напрямі передається через систему тяг і качалок до розташованого у відсіку редуктора вертольота вала, що є кінематичною ланкою. Це забезпечує раціональне компонування ланок системи керування.

Агрегат є чотири співвісних розташованих вали 1, 3, 5, 7, виконаних зі сталі ЗОХГСА, які обертаються незалежно один від одного на підшипниках у кронштейні 9, відлитому зі сплаву МЛ-5ПЧ. Вали мають по парі важелів 2, 11; 4, 12; 6, 13 і 8, 14 на кінцях.

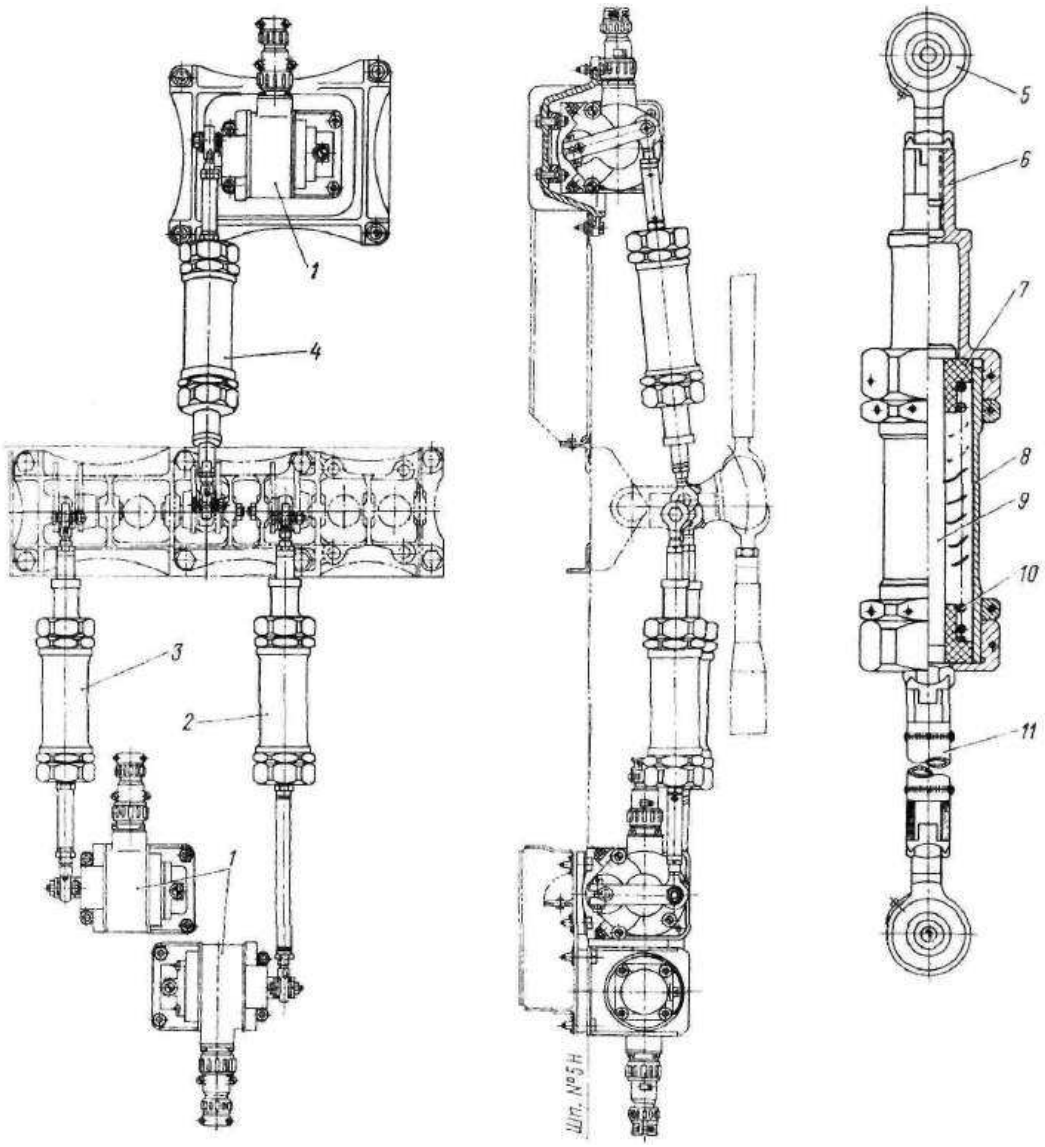


Рис. 19.49. Схема встановлення пружинних механізмів завантаження:

1 – електромагнітні гальма ЭМТ-2М; 2 – пружинний механізм завантаження подовжнього керування; 3 – пружинний механізм завантаження поперечного керування; 4 – пружинний механізм завантаження шляхового керування; 5 – підшипник із різьбовим наконечником; 6 – кришка; 7 – втулка; 8 – циліндр; 9 – шток; 10 – пружина; 11 – втулка

Вихідні важелі цього агрегату з'єднані із вхідними ланками комбінованих агрегатів керування. Агрегат загалом виконує функцію кутових гойдалок.

КАУ-3ОБ є бустерами, силові штоки яких з'єднані з качалками автомата перекосу.

Автомат перекосу призначений для зміни величини і напряму повної аеродинамічної сили НГ і забезпечення тим самим подовжньої і поперечної керованості вертольота і зміни режимів його польоту.

Зміна загального кроку НГ, тобто збільшення або зменшення кутів встановлення всіх п'яти лопатей на одну і ту ж величину, приводить до зміни повної аеродинамічної сили за величиною (до зміни режиму польоту вертольота).

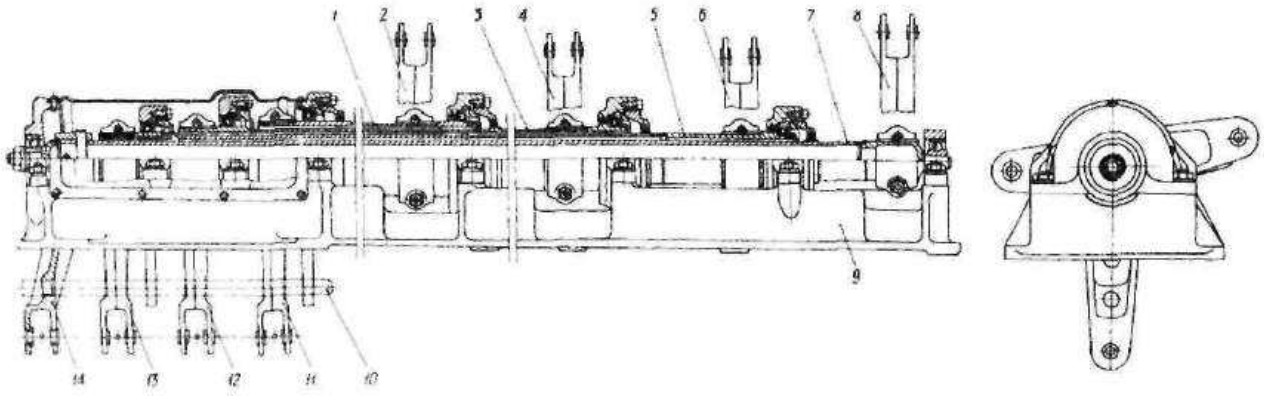


Рис. 19.50. Агрегат подовжнього, поперечного, шляхового керування і керування загальним кроком:

1 – вал подовжнього керування; 2, 11 – важелі подовжнього керування;
3 – вал шляхового керування; 4, 12 – важелі шляхового керування;
5 – вал керування загальним кроком несучого гвинта;
6, 13 – важелі керування загальним кроком несучого гвинта;
7 – вал поперечного керування;
8, 14 – важелі поперечного керування; 9 – кронштейн;
10 – штир для фіксації керування в середньому положенні

Шляхом відповідної зміни нахилу площини обертання тарілки автомата перекосу відбувається циклічна зміна кутів установлення кожної лопаті, внаслідок чого змінюється напрям повної аеродинамічної сили НГ і забезпечується подовжня і поперечна керованість вертольота.

Агрегат є кінематичною ланкою в проводках подовжнього, поперечного керування і каналу загального кроку і закріплений спрямовуючим фланцем за допомогою шпильок до корпусу ГР.

Принциповий пристрій автомата перекосу показаний на рис. 19.52.

До складу автомата перекосу входять:

– спрямовуюча повзуна;
– повзун;
– кронштейн повзуна;
– важіль зміни загального кроку НГ;
– два вузли гойдалок подовжнього і поперечного керування;
– зовнішнє і внутрішнє кільця універсального шарніра (кардана);
– тарілка;
– п'ять тяг повороту лопатей;
– вузол поводка.

ОТД:

Кути нахилу тарілки:

– вперед..... 6°48'...7°6'

– назад..... 4°48'...5°6'

– вліво..... 4°...4°24'

– вправо..... 4°...4°24'

Максимальний хід повзуна, мм .....46...48

Маса агрегата, кг 118

Спрямовуюча повзуна (рис. 19.54, поз. 9) є сталевим циліндром із фланцем для кріплення до ГР.

Повзун 77 виконаний у вигляді сталевого циліндра з приклепаними зсередини бронзовими втулками, які ковзають по спрямовуючій. У центральній частині повзуна є фланець, до якого кріплять кронштейн 78 повзуна. У верхній частині повзуна розточено два отвори, в яких на підшипниках встановлені пальці 55, що з'єднують повзун із внутрішнім кільцем кардана 56.

Загальна вісь пальців 55, що з'єднують внутрішнє кільце з повзуном, розташована перпендикулярно загальній осі пальців 63, що з'єднують внутрішнє кільце 56 кардана із зовнішнім 46.

При такому з'єднанні зовнішнє кільце 46 і тарілка 59, змонтована на ньому, можуть нахилятися на всіх напрямках щодо повзуна.

У зовнішньому кільці під кутом 90° один до одного консольно закріплено два пальці 64, які з'єднані із тягою 14 подовжнього і поперечного керування.

На циліндричній поверхні у верхній частині зовнішнього кільця кардана на радіально-упорному дворядному шарикопідшипнику 39 встановлено тарілку 59 автомата перекосу. Тарілка виготовлена у формі п'ятикутної зірки з масивним центральним кільцем. У променях зірки (у лапах тарілки), розташованих під кутом 72° один до одного, запресовані сталеві стакани 32 для монтажу кінцевих шарнірів тарілки.

Тарілку приводить до обертання поводок, що є кінематичною ланкою, яка складається з хомута 47, сережки 58 і важеля 67, шарнірно пов'язаних між собою. Поводок забезпечує синхронне обертання тарілки і втулки НГ при будь-яких нахилах тарілки автомата перекосу і поступальному її переміщенні уздовж спрямовуючої осі. Хомут поводка змонтований на корпусі втулки НГ і зафіксований в певному кутовому положенні штифтом.

Тарілку автомата перекосу нахиляють за допомогою гойдалок 1 і 15 подовжнього і поперечного керування, змонтованих у бобишках кронштейна, закріпленого на фланці повзуна, зі зсувом на 21° проти

обертання НГ для забезпечення незалежності подовжнього і поперечного керування.

Шкали 2 і ноніуси 83, встановлені на вузлах гойдалок подовжнього і поперечного керування, дозволяють проводити регулювання проводок відповідних каналів керування з точністю до 6' по куту нахилу тарілки автомата перекосу без застосування кутомірів і юстирування вертольота.

Обмежувач зміщення хомута автомата перекосу

Обмежувачу зміщення хомута автомата перекосу (рис. 19.53) запобігає схід деформованого хомута з посадочного місця втулки НГ, а також сигналізує про появу деформації кронштейна хомута.

Обмежувач складається із двох півкілець 1 і 2, стягуваних болтами.

Обмежувач зміщення хомута вмонтовують на корпус втулки НГ. При цьому зазор між торцями обмежувача зміщення і нижньою площиною втулки НГ по поверхні Т не допускається, а фаска Л півкільця має знаходитися внизу з боку поводка.

На півкільці є приливок, який охоплює при установленні ребро хомута поводка автомата перекосу.

Гайки стягнутих болтів 4 затягуються моментом 2+0,5 кг•м. Затягування проводять рівномірно з двох боків, при цьому в стиках півкілець різниця розмірів К більше 1,0 мм не допускається.

На двох діаметрально протилежних плоских поверхнях півкільця за допомогою двох латунних гвинтів 7 кріплять пластини 3, які закривають пофарбовані в червоний (помаранчевий) колір ділянки.

При деформації кронштейна хомута деформована частина кронштейна зміщується вгору і натискає на ребро пластини. При цьому латунні гвинти зрізаються і пластина падає вниз, зависнувши на контровочному дроті. Ділянка, що оголіла, пофарбована в червоний (помаранчевий) колір, сигналізує про наявність деформації кронштейна поводка.

Гідроупор у подовжньому каналі

Для запобігання удару лопатей НГ про ХБ під час посадки і при рулюванні вертольота в системі подовжнього керування встановлено гідроупор (рис. 19.51), що обмежує нахил тарілки автомата перекосу назад величиною 2°12'. Після відриву від землі система відключається.

До складу системи входять:

– гідроциліндр (ГЦ) – упор 2 (під верхньою кутовою качалкою подовжнього каналу на НШ.5Н);
– електрогідрокран (ЭГК) ГА-192 (на шп. 5Н);
– МКВ ВМ-800К (на амортизаторах ГСШ).

При обжатих стояках шасі верхні ланки шліц-шарнірів амортизаторів натискають на штовхачі МКВ, замикаються ланцюги живлення ГА-192, гідросуміш надходить до ГЦ. Шток ГЦ висувається, і при відхиленні РППК на себе на кут, відповідний куту нахилу тарілки 2°12', верхня кутова качалка своїм роликом 7 упирається в шток ГЦ.

При подальшому відхиленні РППК на себе зусилля на ній зросте до 12±3 кг.

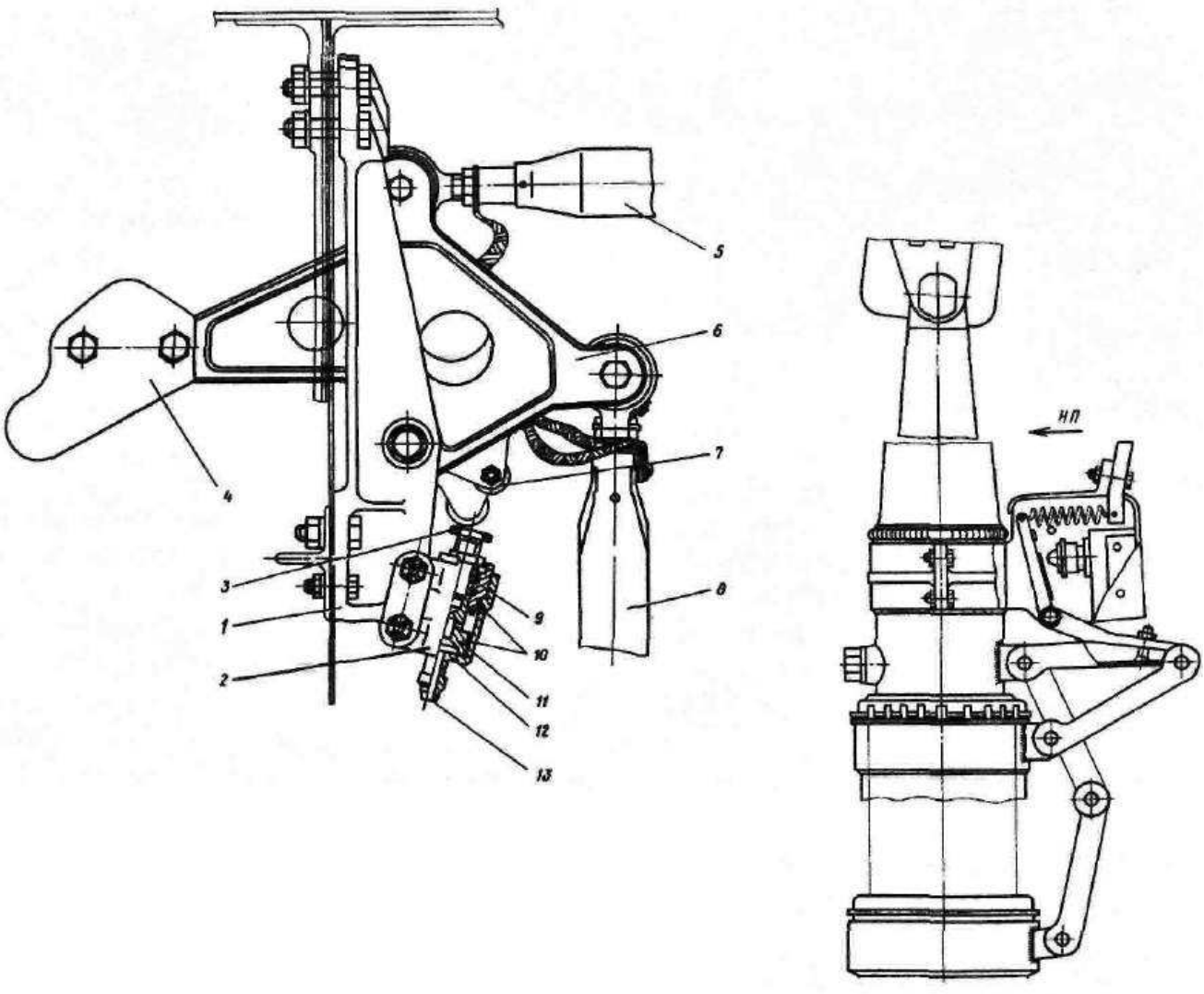


Рис. 19.51. Гідроупор у подовжньому керуванні:

1 – кронштейн;
2 – гідроупор;
3 – регулювальний гвинт;
4 – вантаж балансування;
5 – тяга;
6 – качалка;
7 – ролик;
8 – тяга;
9 – букса;
10 – кільця ущільнювачів;
11 – поршень;
12 – корпус гідроупора;
13 – штуцер підведення робочої рідини

Елементи жорстких кінематичних зв'язків у всіх каналах керування подані тягою і качалками.

Тяга і качалки в несилових ділянках (до КЛУ) виконані з дюраля, а після КАУ – зі сталі. Наконечники тяги сталеві, в них запресовані сферичні підшипники ковзання.

З метою підвищення жорсткості проводки і зниження вібрацій на ділянці по шп. 5Н встановлено проміжні качалки 15 (рис. 19.47), а на ділянці стельової панелі ГК – роликові напрямні тяг (вузол 25). Один із трьох роликів кожною спрямовуючою встановлений на ексцентриковому валу, поворот якого дозволяє регулювати зазор між роликами і тягою.

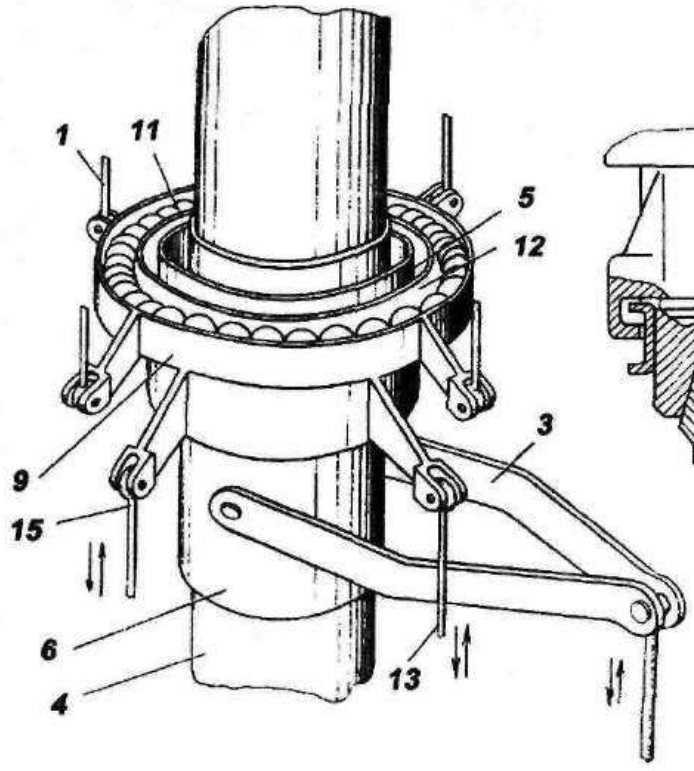


Рис. 19.52. Принциповий пристрій автомата перекосу:

1 – регульована тяга; 2 – хомут;
3 – важіль загального кроку;
4 – спрямовуюча повзуна;
5 – внутрішнє кільце кардана;
6 – повзун; 7 – кронштейн;
8 – важіль; 9 – тарілка;
10 – сережка; 11 – підшипник;
12 – зовнішнє кільце кардана;
13,15 – тяга

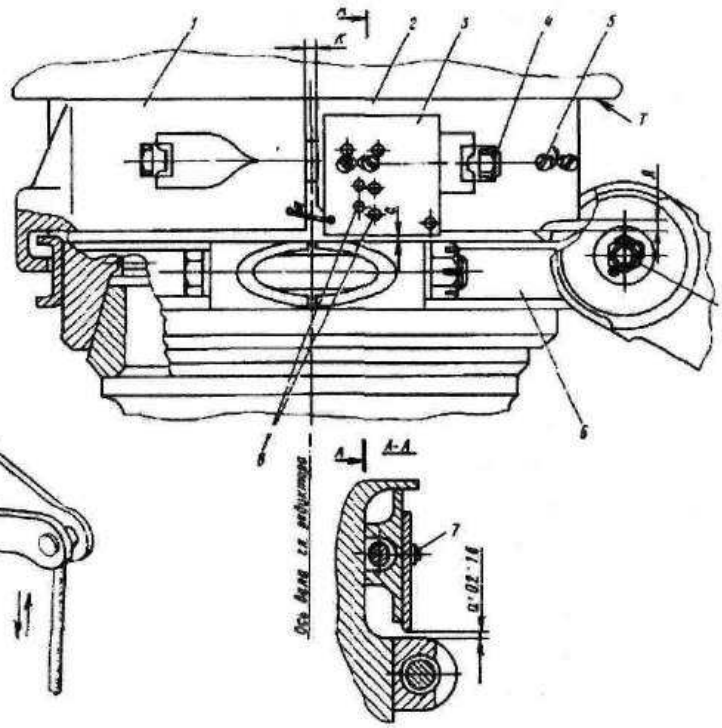
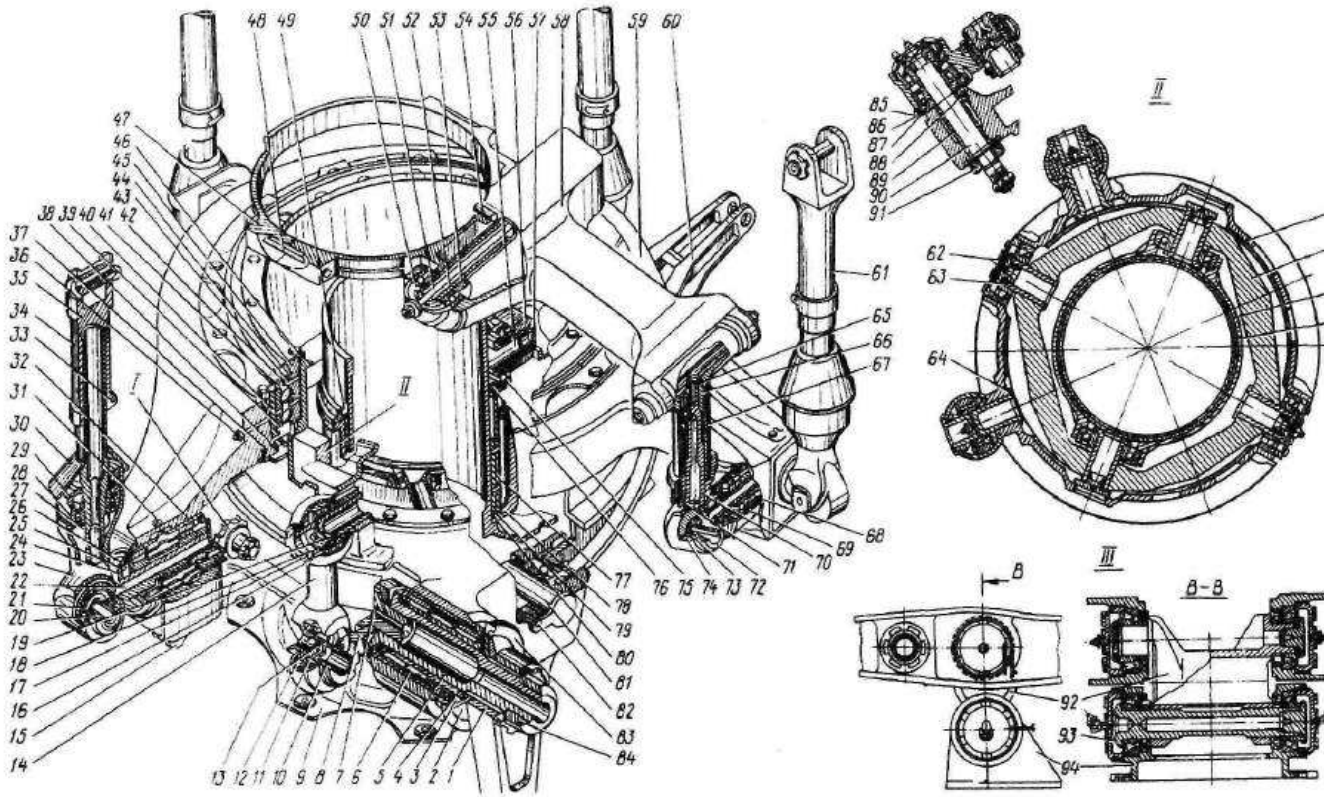


Рис. 19.53. Обмежувач зміщення хомута поводка автомата перекосу:

1 – півкільце; 2 – півкільце;
3 – пластина;
4 – стягнутий болт;
5 – запасний латунний гвинт;
6 – хомут поводка автомата перекосу;
7 – латунний гвинт;
8 – отвори

Рис. 19.54. Автомат перекосу:



1 – вилка качалки; 2 – шкала; 3 – гайка; 4 – шайба; 5 – вал; 6 – втулка; 7 – гвинт; 8 – важіль качалки подовжнього керування; 9 – спрямовуюча повзуна; 10 – палець; 11 – кульовий підшипник; 12 – чохол; 13 – маслянка; 14 – тяга; 15 – вилка качалки поперечного керування; 16 – гумовий чохол; 17 – гайка; 18 – кульковий підшипник; 19,20 – пальці; 21 – кульковий підшипник; 22 – вал; 23 – нижня вилка тяги; 24 – кільце; 25 – гумове кільце; 26 – кришка; 27 – гайка; 28 – кульковий підшипник; 29 – гайка; 30 – гумовий чохол; 31 – маслянка; 32 – стакан; 33 – болт; 34 – стрижень тяги; 35 – верхня вилка тяги; 36 – маслянка; 37 – корпус; 38 – манжета; 39 – підшипник; 40 – втулка; 41 – фланець; 42 – манжета; 43 – кільце; 44 – екран; 45 – гайка; 46 – зовнішнє кільце кардана; 47 – кронштейн поводка; 48 – болт; 49 – манжета; 50 – гайка; 51 – шпилька; 52 – кришка; 53 – вісь; 54 – штифт; 55 – палець; 56 – внутрішнє кільце кардана; 57 – гайка; 58 – сережка поводка; 59 – тарілка; 60 – важіль; 61 – тяга повороту лопаті; 62 – кришка; 63, 64 – пальці; 65 – маслянка; 66 – гайка; 67 – важіль поводка; 68 – гайка; 69 – корпус; 70 – вилка; 71 – гайка; 72 – палець; 73 – голчатий підшипник; 74 – вал; 75 – кульковий підшипник; 76 – бронзова втулка; 77 – повзун; 78 – кронштейн повзуна; 79 – бронзова втулка; 80 – манжета; 81 – палець; 82 – болт; 83 – ноніус подовжнього керування; 84 – гайка; 85 – шкала поперечного керування; 86 – диск; 87, 88 – штифти; 89 – втулка; 90 – вісь; 91 – гайка; 92 – сережка; 93 – палець; 94 – кронштейн; I – по гойдалці поперечного керування; II – по кардану тарілки; III – опори важеля загального кроку

19.6.3. Шляхове керування

19.6.3.1. Структура системи

Подвійне шляхове керування (рис. 19.55) вертольотом має проводку змішаної конструкції, бустерне, комбіноване з АП.

До складу шляхового керування входять:

– педалі льотчика і льотчика-штурмана 1;
– пружинний механізм завантаження 16 з електромагнітним гальмом ЭМТ-2М 12:
– вал валів 30:
– агрегат керування РА-60Б 38;
– сектор 36;
– проводка керування:
  а) жорстка (система тяги і гойдалок);
  б) м'яка (троси 40 і втулково-роликовий ланцюг 46):
    – система рухомого упору керування СПУУ-52.

19.6.3.2. Агрегати системи

Педалі (рис. 19.56) виконані у вигляді окремих агрегатів, закріплених до подовжніх балок панелі підлоги КЕ. В основу конструкції покладено паралелограмний механізм, який дозволяє опорним майданчикам *12* здійснювати пласкопаралельні рухи для зручності керування.

Педалі командира і льотчика-штурмана блокуються між собою тягою синхронізації. Крайні положення обмежуються упорами-гвинтами.

Кутові важелі 8 педалей з'єднано між собою регулювальними гвинтами 10 з маховичками, які забезпечують подовжнє регулювання підніжок у діапазоні ±32,5 мм. Опорні майданчики педалей обладнані МКВ 13 для відключення каналу «НАПРЯМ» АП.

РА-60Б є бустером, силовий шток якого пов'язаний із сектором проводки.

Сектор (вигляд А, рис. 19.55) закінчує жорстка ділянка проводки і передає рух від штока 38 РА-60Б тросам 40 керування РГ. Шарнірно закріплений на кронштейні КАУ за ГР.

М'яка проводка

Подана здвоєними (для надійності) тросами в надбудові фюзеляжу, ХВ і КБ, а також втулково-роликовим ланцюгом у КБ.

Кінці тросів за допомогою болтів і сухарів закріплені на секторі, а з іншого боку (вигляд В) з'єднані із втулково-роликовим ланцюгом. Ланцюг надітий на зірочку ХР. Для зміни напряму троси спираються на спрямовуючі ролики (вигляд Г), встановлені на кронштейні КАУ і в КБ. Частина роликів текстолітові, частина – дюралеві (для металізації). Для запобігання коливанням троси і ланцюг проходять крізь текстолітові спрямовуючі колодки (вигляд Б). З метою підвищення живучості відповідно до бюлетеня троси розміщують по бортах хвостової балки.

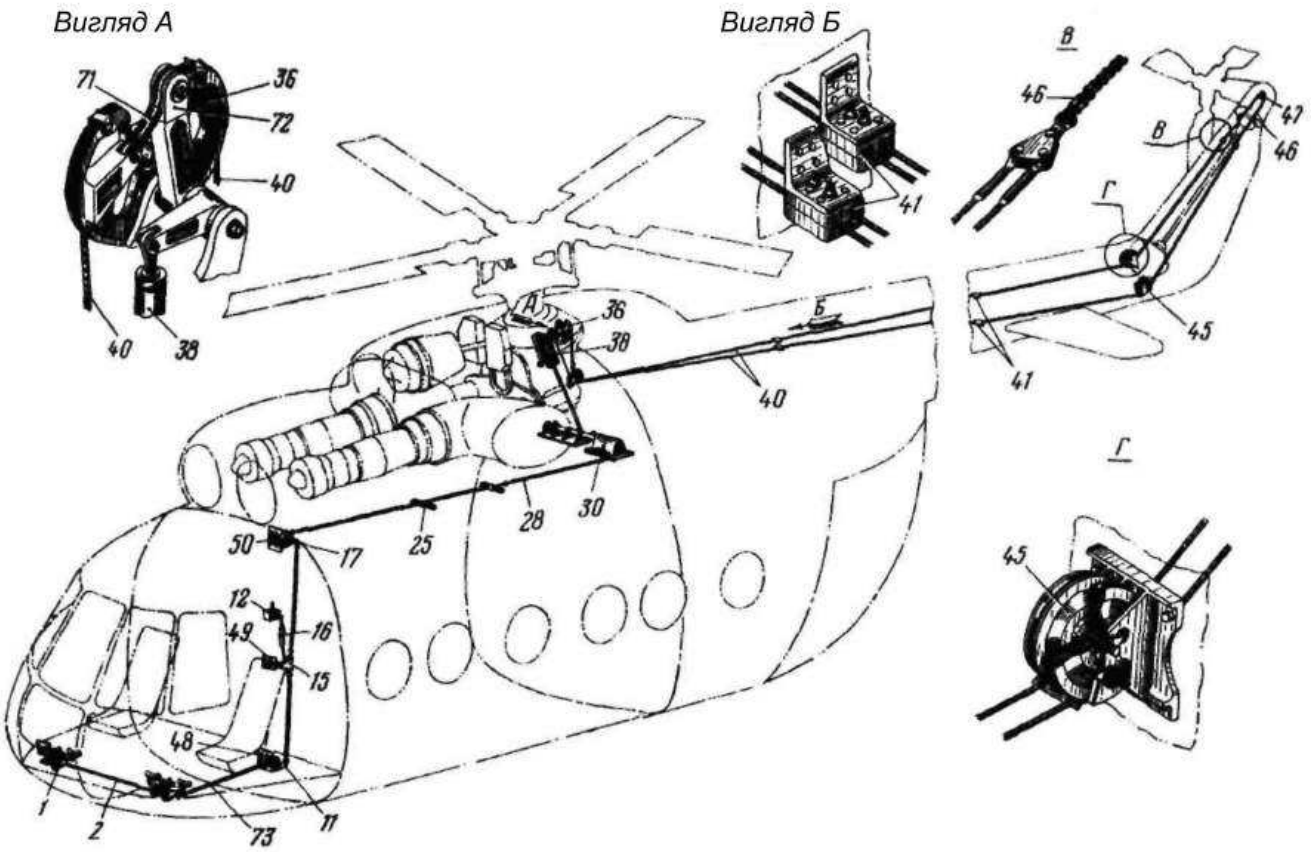


Рис. 19.55. Схема ножного керування:

1 – педалі шляхового керування; 2 – тяга, яка з’єднує качалки педалей; 11 – нижні кутові качалки; 12 – електромагнітне гальмо ЭМТ-2М; 15 – проміжна качалка; 16 – пружинний механізм завантаження шляхового керування; 17 – верхня кутова качалка; 25 – спрямовуючі роликів; 28 – тяга шляхового керування; 30 – агрегат подовжнього, поперечного, шляхового керування і керування загальним кроком; 36 – сектор; 38 – гідропідсилювач шляхового керування; *40* – троси керування хвостовим гвинтом; *41* – текстолітові спрямовуючі тросів; *45* – ролики; *46* – втулково-роликовий ланцюг; *47* – зірочка хвостового редуктора; *48* – кронштейн нижніх кутових гойдалок; *49* – кронштейн проміжних гойдалок; *50* – кронштейн верхніх кутових гойдалок; *71* – ланка; *72* – качалка; *73* – тяга

Система рухомого упора керування СПУУ-52-1

СПУУ призначена для автоматичної зміни положення упора, що обмежує максимальну величину кроку лопатей РГ залежно від щільності повітря з метою оберігання гвинта і трансмісії від перевантажень.

При зменшенні щільності повітря максимальний кут установлення лопатей РГ збільшується, при збільшенні щільності – зменшується, при цьому забезпечується необхідний запас шляхового керування.

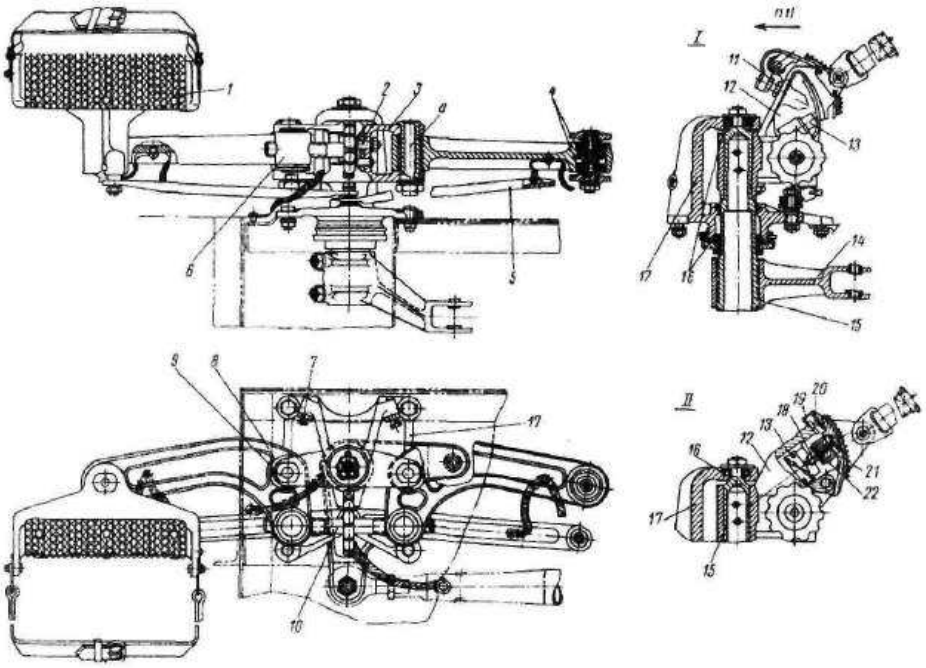


Рис. 19.56. Педалі ножного керування:

1 – для вертольотів перших випусків; 11 – для вертольотів останнього випуску;
1 – гашетка; 2 – конусний болт; 3 – кронштейн; 4 – шарикопідшипники; 5 – тяга;
6 – вкладиш; 7 – обмежувальний болт; 8 – кутовий важіль; 9 – пустотілий болт;
10 – регулювальний болт із маховичком; 11 – регульований болт-упор;
12 – опорний майданчик; 13 – кінцевий вимикач; 14 – качалка; 15 – вал;
16 – шарикопідшипники; 17 – основа педалей; 18 – упор; 19 – обмежувач;
20 – пластина; 21 – пружина; 22 – обойми

ОТД (для Мі-8МТВ):

Максимальний кут установлення лопатей РГ:

а) шток механізму обмеження, повністю прибраний .....22°45'...23°30'

б) шток механізму обмеження, повністю висунутий .....16°55'...17°45'

Повний хід штока механізму обмеження, мм .....41±1

До складу системи (рис. 19.57) входять:

1. Виконавчий механізм системи, розташований у відсіку редуктора на стінці контейнера витратного бака і такий, що складається з елементів:
   – рухомого упору 9, виконаного у вигляді качалки з МКВ АМ-800К 3;
   – електромеханізму МП-100МТ 6;
   – тяги 19, що йде від вала валів до золотника КАУ з гайкою 12 і пружинною втулкою 10;
   – датчика 16 зворотного зв'язку ДОС-6.
2. Приймач температури 1 П-1, встановлений перед воздухозабірниками двигунів.
3. Датчик 2 барометричного тису повітря ИКД-27ДА, встановлено ліворуч на шп. 3Н.

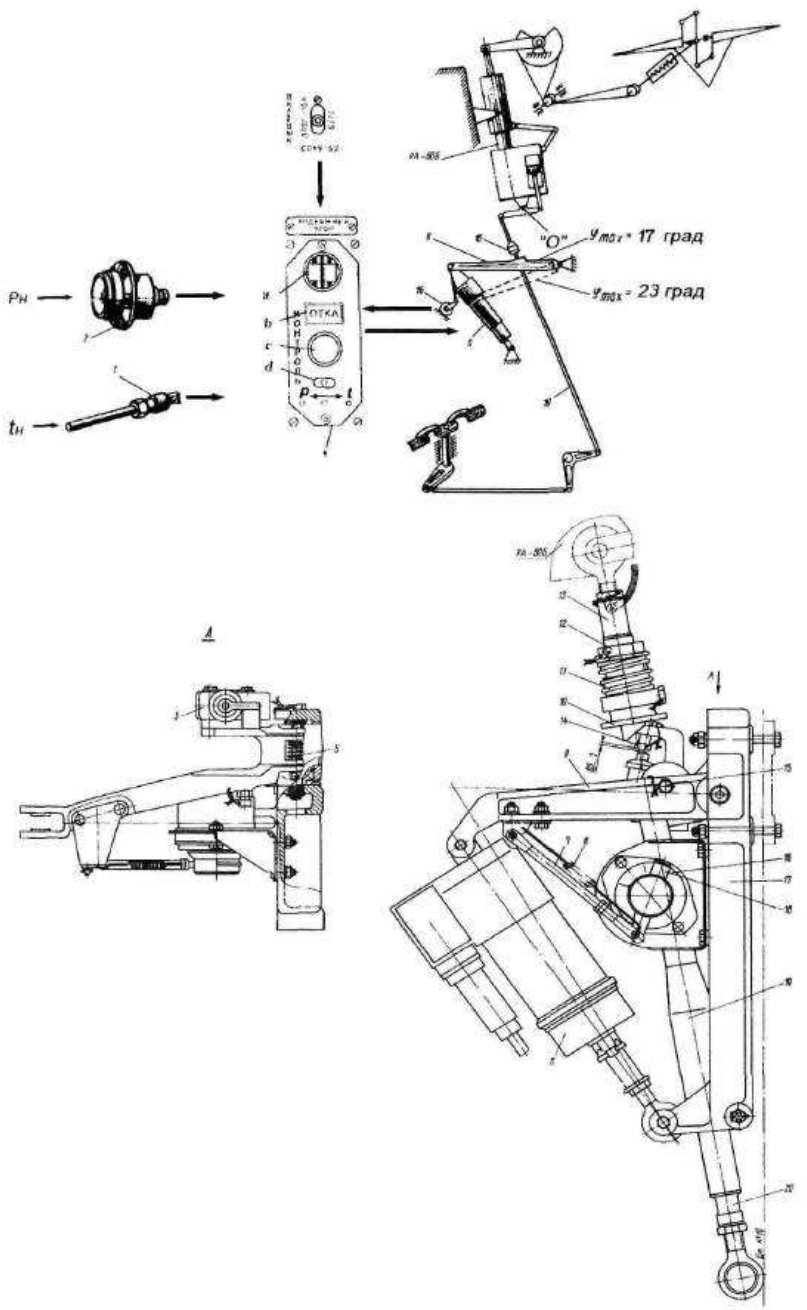


Рис. 19.57. Схема і механізм рухомого упору системи СПУУ-52:

1 – приймач температури; 2 – датчик тиску; 3 – блок керування; 4 – пружина; 5 – електромеханізм; 6 – електромеханізм; 7 – тандер; 8 – пружина; 9 – качалка-упор; 10 – втулка; 11 – пружина; 12 – гайка; 13 – втулка; 14 – регулювальний гвинт; 15 – ексцентриковий гвинт; 16 – датчик зворотного зв'язку; 17 – кронштейн; 18 – важіль; 19 – тяга; 20 – стакан

4. Блок керування БУ-32, на передній панелі якого розташовані:
   – нульовий індикатор, що показує положення рухомого упору (зміщення рухомого індексу вліво відповідає збільшенню запасу ходу правої педалі або найменшої щільності повітря);
   – червона кнопка-табло «ОТКЛ», що сигналізує про відключення системи і служить для її перевірки;

– ручка центрування, яка призначена для перевірки справності електроланцюгів блока керування;
– нажимний перемикач імітації сигналів за температурою і тиском для перевірки системи.

5. Перемикач «СПУУ-52» примусового прибирання (виключення) упору, розташований на лівому щитку електропульта.

Для включення системи необхідно включити АЗС «СПУУ-52» на правій панелі АЗС. При цьому напруга постійного струму 27 В надходить на виконавчий механізм, його шток втягується, і упор повністю забирається.

Одночасна напруга змінного струму 36 В надходить на блок керування, і на його панелі спалахує кнопка-табло «ОТКЛ», а нульовий індикатор займає крайнє ліве положення.

При встановленні перемикача «СПУУ-52» на лівому щитку електропульта в положення «ВКЛ» постійним струмом живиться і БУ-32, гасне кнопка-табло «ОТКЛ».

При зміні щільності повітря сигнали від датчиків температури і тиску надходить у блок керування. Сюди ж надходить сигнал із датчика зворотного зв'язку. У блоці керування всі сигнали підсумовуються, і, якщо положення рухомого упору не відповідає щільності повітря, формується сигнал розузгодження, який у вигляді напруги подається на електромеханізм МП 100, що встановлює упор в положення, відповідне даним умовам.

На висотах, близьких до рівня моря, при середніх і низьких температурах зовнішнього повітря стрілка нульового індикатора переміщається вправо. При малих значеннях щільності стрілка може знаходитися в крайньому лівому або близькому до нього положенні.

При роботі системи від АПу режимі «ПЕРЕГОНКА» (рух правої педалі вперед) МКВ на рухомому упорі спрацьовує від натиснення на нього пружинної тяги і відключає канал «НАПРЯМ» АП. Рух педалей припиняється.

Якщо на педалі впливав льотчик (канал «НАПРЯМ» відключений), то при подальшому русі тяги упор доходить до виступу на гойдалці і зупиняється, забезпечивши додатковий хід штока МКВ 1,8...2 мм після спрацьовування; при цьому тяга проходить шлях близько 1 мм.

Подальший рух тяги, ще приблизно на 5 мм приводить до стискування пружини на тязі. У момент зіткнення торця втулки з виступом на гайці можливість руху тяги зникає і тяга стає на жорсткий упор.

19.6.4. Об'єднане керування загальним кроком НГ і двигунами

З'єднане керування загальним кроком НГ і двигунами призначене для зміни сили тяги НГ з одночасною зміною потужності двигунів для підтримки частоти НГ без значних змін.

Для забезпечення ручної підтримки частоти обертання НГ (при відмові САР), а також для встановлення режиму МГ на землі на РОШ встановлено

рукоятку корекції, яка кінематично пов'язана тільки з важелями дросельних кранів НР двигунів.

Керування подвійне, з проводкою жорсткої конструкції, бустерне, комбіноване з АП (рис. 19.58).

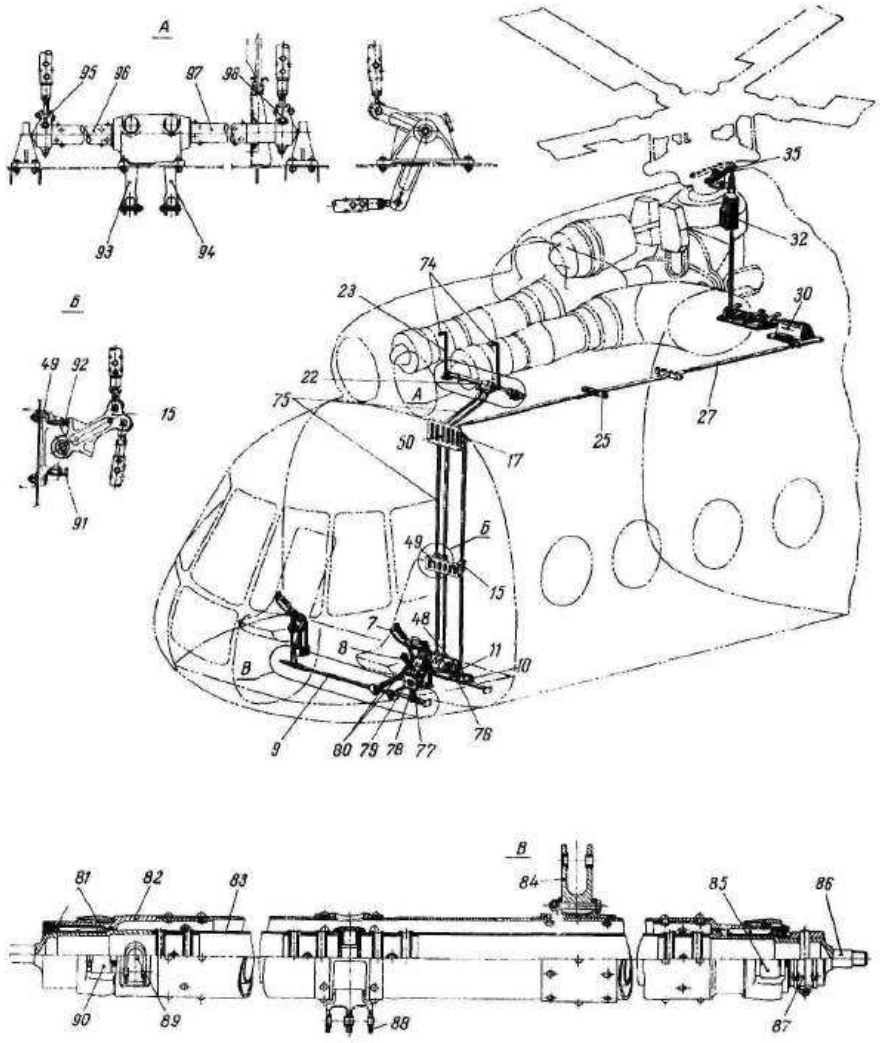


Рис. 19.58. Схема об'єднаного керування «Крок-Газ»:

7 – ручка об'єднаного керування «Крок-Газ»; 8 – важелі роздільного керування двигунами; 9 – замикаючий вал; 10 – диференціальний вузол; 11 – нижні кутові качалки; 15 – проміжні качалки; 17 – верхні кутові качалки; 22 – блок валів; 23 – тяга керування двигуном; 25 – спрямовуючі роликові; 27 – тяга керування загальним кроком несучого гвинта; 30 – агрегат подовжнього, поперечного, шляхового керування і керування загальним кроком; 32 – гідропосилювач керування загальним кроком; 35 – важіль автомата перекосу керування загальним кроком несучого гвинта; 48 – кронштейн нижніх кутових гойдалок; 49 – кронштейн проміжних гойдалок; 50 – кронштейн верхніх кутових качалок; 74 – важелі керування паливними насосами-регуляторами НР-40ВР, встановленими на двигунах; 75 – тяга керування двигунами; 76 – тяга роздільного керування двигунами; 77 – тяга керування двигунами; 78 – тяга керування загальним кроком; 79 – тяга керування загальним кроком, що з'єднує замикаючий вал з нижньою кутовою качалкою; 80 – тяга керування двигунами, що з'єднують важіль замикаючого вала з диференціальним вузлом; 81 – шарикопідшипники; 82 – зовнішній вал; 83 – внутрішній вал; 84, 85, 90 – важелі для під'єднування тяги керування загальним кроком; 86 – цапфа; 87, 88, 89 – важелі для під'єднування тяги керування двигунами; 91, 92 – регульовані болти-упори; 93, 94, 95, 98 – важелі, з'єднані з тягою керування двигунами; 96, 97 – вали

19.6.4.1. Структура системи

Проводку керування розділимо на дві лінії:

– керування загальним кроком;

– керування двигунами.

Для цих ліній загальними агрегатами є:

– РОШ 7;

– замикаючий вал 9.

Далі лінії розділяються, і в лінії керування загальним кроком встановлені такі агрегати:

– вал валів 30;

– КАУ-ЗОБ 32;

– автомат перекосу;

– елементи жорстких кінематичних зв'язків.

У лінії керування двигунами входять:

– диференціальний вузол 10;

– блок валів 22;

– елементи жорстких кінематичних зв'язків.

19.*6.4.2. Агрегати системи*

Важелі загального кроку

А) **Лівий** (рис. 19.59) є сталевою трубою, змонтованою шарнірно на загальному кронштейні з РРУД на підлозі КЕ і такою, що є окремим агрегатом.

У нижній частині важеля, на його осі змонтовано дисковий фрикціон, у верхній – рукоятка корекції і корпус кнопок із запобіжною скобою.

На корпусі кнопок розташовані:

– кнопка виключення фрикціона;

– кнопка керування фарами;

– кнопка тактичного скидання вантажу із зовнішньої підвіски;

– кнопка аварійного скидання вантажу із зовнішньої підвіски;

– нажимний перемикач перенастроювання частоти обертання НГ.

Дисковий фрикціон (вигляд А-А) з електрогідравлічним керуванням надійно утримує РОШ у будь-якому положенні.

Сила затягування фрикціона регулюється маховиком 21, встановленим на осі важеля. При обертанні маховика за годинниковою стрілкою (з боку льотчика) сила стискування пружин зменшується. При нормально затягнутому і включеному фрикціоні зусилля переміщення РОШ мають бути в межах 20...25 кг.

При натисненні на кнопку відключення фрикціона відчиняється ЭГК ГА-192, і рідина під тиском надходить у ГЦ фрикціона, виконаний разом із віссю 15 важеля. Поршень 77, рухаючись, стискає пружину і звільняє диски 27. Фрикціон відключається і забезпечує безступінчасте відхилення РОШ із зусиллям не більше 1,5 кг.

Діапазон відхилення РОШ становить 56°. Крайні положення обмежуються регульованими упорами 22, 23.

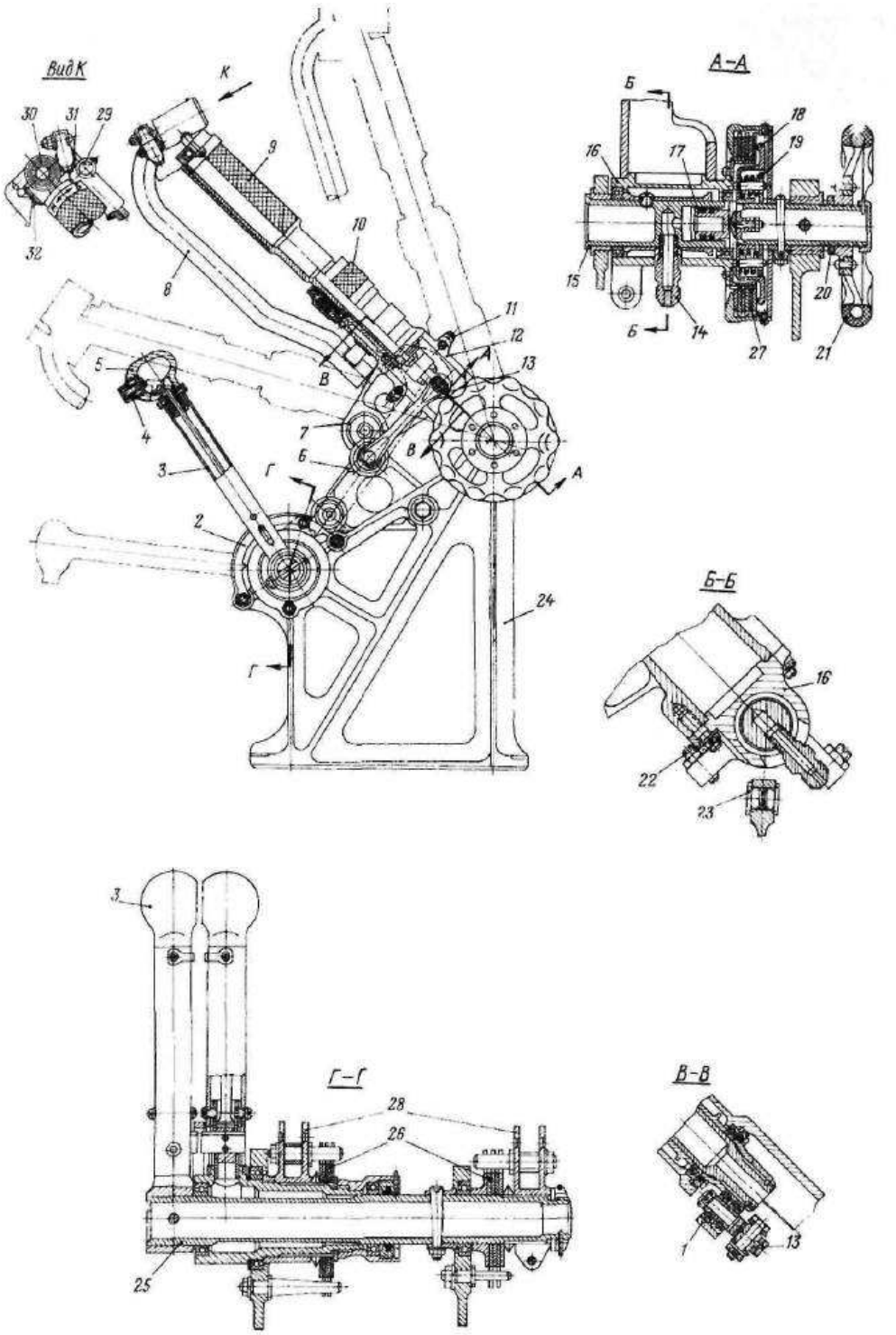


Рис. 19.59. Ліва ручка «Крок – Газ»:
1 – поводок; 2 – гребінка; 3 – важіль роздільного керування двигуном; 4 – кнопка фіксатора; 5 – рукоятка; 6 – качалка; 7 – вухо корпусу; 8 – корпус кріплення кнопок; 9 – поворотна рукоятка корекції; 10 – муфта фрикціона; 11 – гвинт-обмежувач; 12 – корпус ручки; 13 – ланка; 14 – штуцер; 15 – вісь; 16 – основа ручки; 17 – поршень; 18 – тарілка; 19 – упорний диск; 20 – нажимна втулка; 21 – маховичок; 22 – гвинт-обмежувач; 23 – упор; 24 – кронштейн; 25 – вал важеля; 26 – фрикціони важелів; 27 – фрикційні диски; 28 – важелі; 29 – кнопка виключення фрикціона ручки «Крок-Газ»; 30 – кнопка керування фарами; 31 – кнопка тактичного скидання вантажу із зовнішньої підвіски; 32 – кнопка аварійного скидання вантажу із зовнішньої підвіски

Рукоятка корекції 9 встановлена у верхній частині важеля і кінематично пов'язана тільки з важелями дросельних кранів НР двигунів. Повний кут повороту рукоятки корекції дорівнює 90° і обмежується двома гвинтами. Поворотна рукоятка має фрикціон, що складається з набору дюралюмінієвих дисків, пружин і муфти 10. При затягуванні муфти пружина фрикціона затискає диски і фіксує рукоятку корекції в необхідному кутовому положенні. Повертати рукоятку вліво (вводити ліву корекцію) у польоті **ЗАБОРОНЯЄТЬСЯ**, оскільки це призведе до відключення САР і виходу частоти обертання НГ за межі заданих значень. Крайнє ліве положення рукоятки встановлюється тільки на землі, при роботі СУ на режимі МІЛІГРАМА, оскільки тільки в цьому положенні рукоятки важелі дросельних кранів НР дійдуть до упорів МІЛІГРАМА.

Б) Правий жорстко пов'язаний з лівим і, на відміну від нього, не має фрикційного пристрою і кнопок скидання вантажу із зовнішньої підвіски.

Замикаючий вал (вигляд В, рис. 19.58) розташований під підлогою КЕ і з'єднує обидва РОШ між собою.

Складається з двох співвісних розташованих валів 82 і 83, скомпонованих один усередині іншого і таких, що мають можливість повертатися незалежно один від одного.

Ці вали є кінематичними ланками в проводках керування загальним кроком (зовнішній вал) і двигунами (внутрішній вал).

Диференціальний вузол (вигляд Г, рис. 19.60) призначений для підключення РРУД до проводки керування двигунами від РОШ і підсумовувань їх переміщень.

Є кінематичною ланкою в проводках керування двигунами від РРУД і РОШ. Вузол дозволяє змінювати режим роботи одночасно двох двигунів зі зміною загального кроку, а також режим роботи двох або будь-якого двигуна при незмінному кроці НГ. Агрегат є два співвісних вали 6 і 8 з двоплечими качалками 4 і 12. Він змонтований під підлогою КЕ біля шп. 5Н ліворуч.

Блок валів (вигляд А, рис. 19.58) є передавальною ланкою в проводках керування двигунами і складається з двох кінематично не пов'язаних між собою валів 96 і 97 з парою важелів 93, 95 і 94, 98 на кінцях кожен. Крім того, агрегат герметично виводить проводки керування у відсік двигунів. Вали обертаються на шарикопідшипниках у кронштейнах, відлитих з Mg-сплаву, і встановлено на стельовій панелі біля шп. 3 ЦЧФ під компресорами двигунів.

Решта елементів проводок, такі, як качалки і тяга, вал валів, КАУ і автомат перекосу, розглянуті вище.

19.6.5. Роздільне керування двигунами

Роздільне керування двигунами дозволяє змінювати режим роботи кожного двигуна роздільно без зміни загального кроку НГ при будь-якому положенні РОШ і рукоятки корекції.

19.6.5.1. Структура системи

Керування здійснюється двома РРУД, установленими на кронштейні лівого РОШ. Від важелів роздільного керування рух через тягу передається на диференціальний вузол і далі – через тягу і блок валів до важелів НР двигунів.

Таким чином, у системі РУД установлено:

– пара РРУД;
– диференціальний вузол;
– блок валів;
– качалки і тяга.

19.6.5.2. Агрегати системи

Важелі роздільного керування двигунами (**РРУД**) (рис. 19.59, вигляд Г-Г) мають фрикціони 26, тому для переміщення необхідно прикласти зусилля близько 3...4 кг.

РРУДи стопоряться в нейтральному положенні спеціальними клямками, кнопки фіксаторів яких встановлені на головках важелів.

Примітка. Особливістю кінематики керування двигунами є те, що при включенні злітного режиму за допомогою РРУД має місце мимовільне відведення рукоятки корекції вліво, що не є несправністю, і доворот рукоятки вправо в цьому випадку не потрібен.

19.6.6. Керування зупинкою двигунів

Керування зупинкою двигунів (рис. 19.62) проводиться двома важелями, розташованими на кронштейні на стелі КЕ зліва від осі симетрії вертольота.

У системі встановлено:

– два важелі зупинника 98;
– пара ведучих роликів 102 з поводками в кронштейнах 100;
– пара ведених роликів 110 з поводками 111 в кронштейнах 108;
– елементи жорстких кінематичних зв'язків 21;
– м'яка проводка (троси 19 зі спрямовуючими роликами 106).

Важелі зупинника за допомогою пружин і фіксаторів можуть стопоритися в положеннях «ВІДКРИТО» і «ЗАКРИТО». Для зупинки двигуна необхідно перевести відповідний важіль вниз назад до упору, а під час запуску важелі переводяться вперед після натиснення кнопки «ЗАПУСК».

19.6.7. Керування гальмом несучого гвинта

Керування гальмом НГ (рис. 19.63) здійснює командир екіпажу за допомогою м'якої проводки, у складі якої є таке:

– важіль керування гальмом 6;
– трос 24 із тандером;
– спрямовуючі ролики 112;
– текстолітові колодки 113;

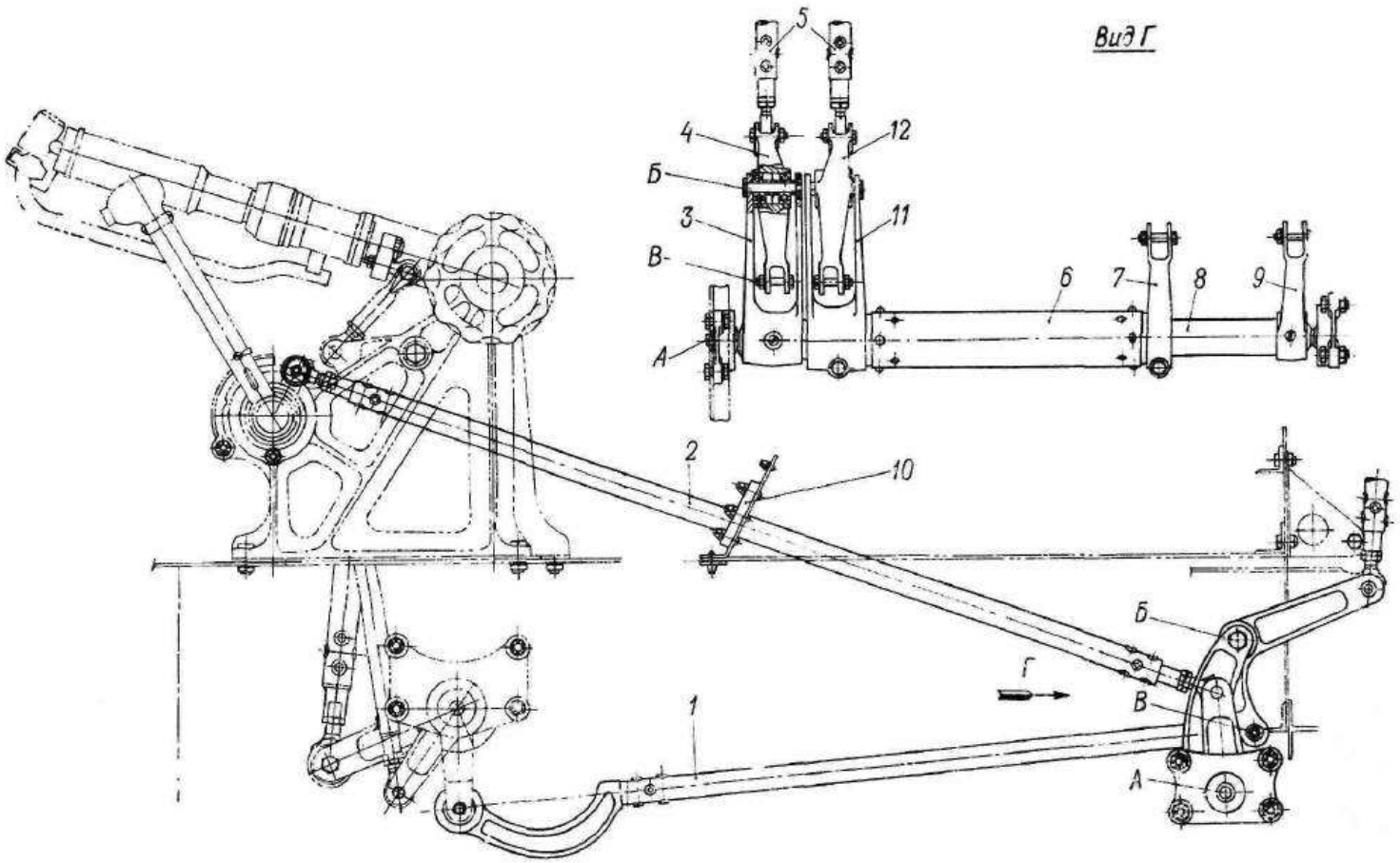


Рис. 19.60. Схема встановлення диференціального вузла:

1 – тяга керування двигунами, з'єднаними із замикаючим валом; 2 – тяга, з'єднана з важелями роздільного керування двигунами; 3. 11 – важелі; 4, 12 – качалки; 5 – тяга керування паливними помпами двигунів; 6 – зовнішній вал; 7, 9 – важелі;8 – внутрішній вал; 10 – ущільнення

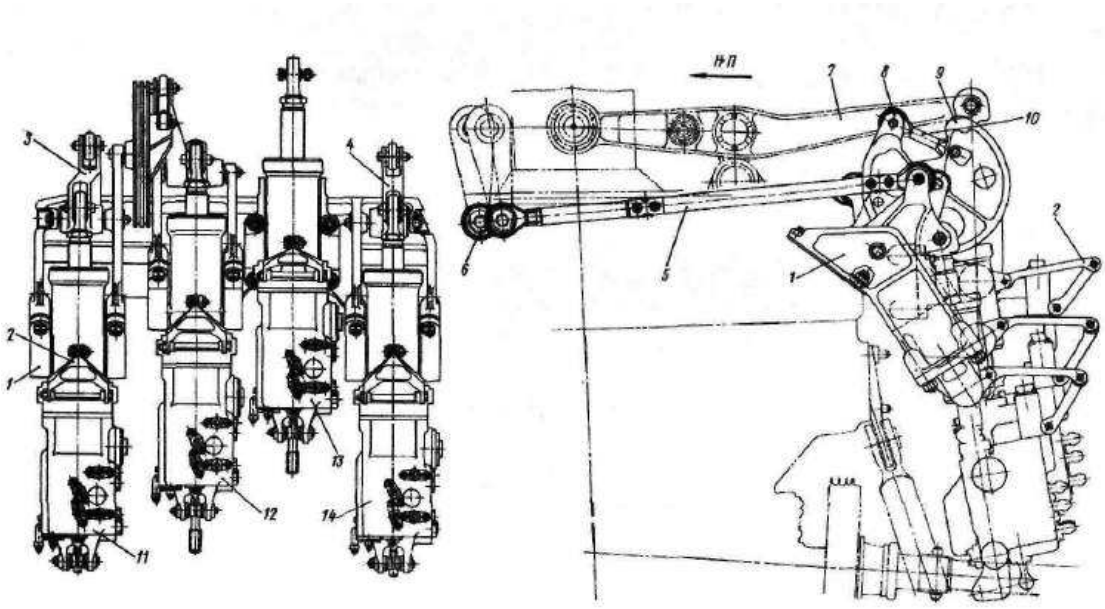


Рис. 19.61. Схема встановлення гідропідсилювачів:

1 – кронштейн; 2 – шліц-шарнір; 3, 4 – качалки; 5 – тяга подовжнього керування; 6 – тяга поперечного керування; 7 – важіль автомата перекосу керування загальним кроком несучого гвинта; 8 – качалка; 9 – сектор; 10 – ланка; 11 – гідропідсилювач КАУ-ЗОБ подовжнього керування; 12 – гідропідсилювач НА-60Б шляхового керування; 13 – гідропідсилювач КАУ-ОБ керування загальним кроком несучого гвинта; 14 – гідропідсилювач КАУ-ЗОБ поперечного керування.

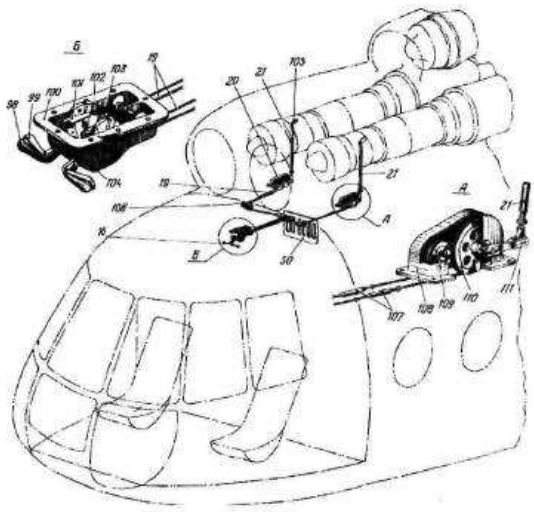


Рис. 19.62. Схема керування зупинником двигунів:

15 – ручки зупинника двигунів; 19 – троси керування зупинником двигунів; 20 – кронштейн із роликами; 21 – тяга керування зупинником двигуна; 50 – кронштейн верхніх кутових гойдалок; 98 – рукоятка; 59 – фіксатор з пружиною; 100 – кронштейн; 101 – серга; 102 – ролик; 103 – пружина; 104 – упор; 105 – важіль паливної помпи регулятора НР-40ВР; 106 – ролик; 107 – тандери; 108 – кронштейн; 109, 110 – ролики; 111 – поводок

– розвантажувальна пружина 114.

Важіль керування встановлений на підлозі КЕ, праворуч від лівого крісла. Він закріплений шарнірно на кронштейні і обладнаний зубчатим секторним фіксатором 123, клямка якого управляється за допомогою кнопки 115, розташованої на торці рукоятки. Керування гальмом НГ блокується із системою запуску двигунів за допомогою МКВ 122, який при розгальмованій трансмісії замикає електричний ланцюг системи запуску двигунів. Даний МКВ установлений в кронштейні важеля керування.

Розвантажувальна пружина призначена для оберігання тросової проводки і розтискного важеля гальма від перевантажень і руйнування при різкому гальмуванні.

Пружина обмежує зусилля на тросі до 150 кг і встановлена безпосередньо перед розтискним важелем у відсіку редуктора.

Гальмування НГ має здійснюватися плавним періодичним включенням гальма при зменшенні частоти обертання НГ до 15%.

Отримані в результаті автоматизованого проектування конструктивні параметри агрегатів збірних вузлів і деталей вертольота занесені в базу даних і є основою для проектування і комп'ютерного моделювання модифікацій вертольота. Далі наведено моделі (рис. 19.63 – 19.85) систем вертольота і його агрегатів, що є основою створення мастер-геометрії вертольота, моделі розподілу простору і аналітичних еталонів деталей вертольота.

Бібліографічний список

1. Гребеников, А.Г. Методология интегрированного проектирования и моделирования сборных самолетных конструкций / А.Г. Гребеников. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2006. – 532 с.
2. Данилов, В.А. Вертолет Ми-8 / В.А Данилов. – М.: Транспорт,1988. – 278 с.
3. Общие виды и характеристики вертолетов: справ. пособие / А.Г. Гребеников, В.А. Урбанович, Л.И. Лосев и др. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2007. – 210 с.
4. Информационные технологии в наукоемком машиностроении: Компьютерное обеспечение индустриального бизнеса / под общ. ред. А.Г. Братухина. – К.: Техніка, 2001. – 728 с.
5. Lefort, P. L’helicoptere theorie et pratique / P. Lefort, J. Hamann. – Chiron – Paris, 1999. – 339 p.

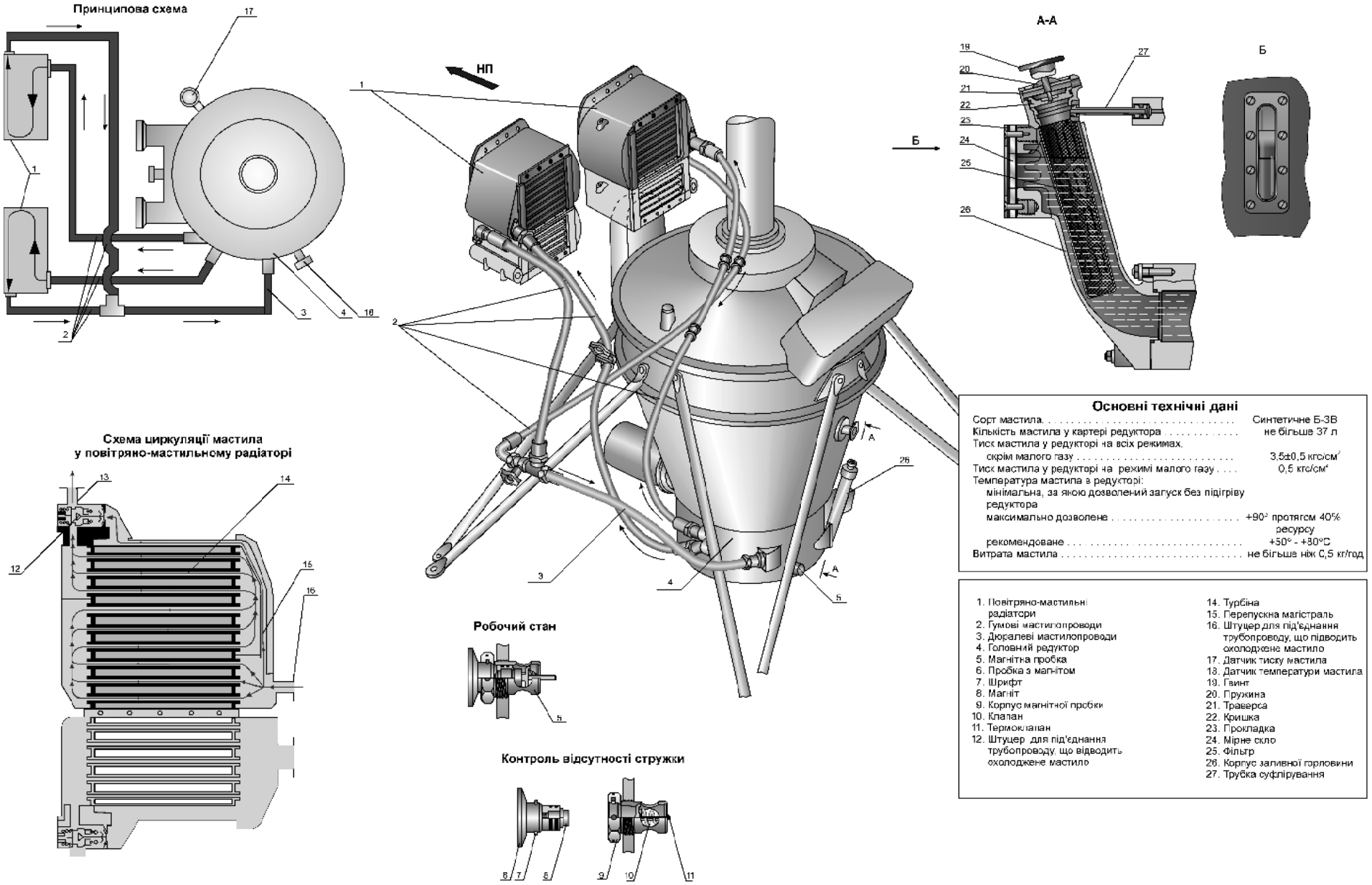


Рис. 19.63. Мастилосистема головного редуктора

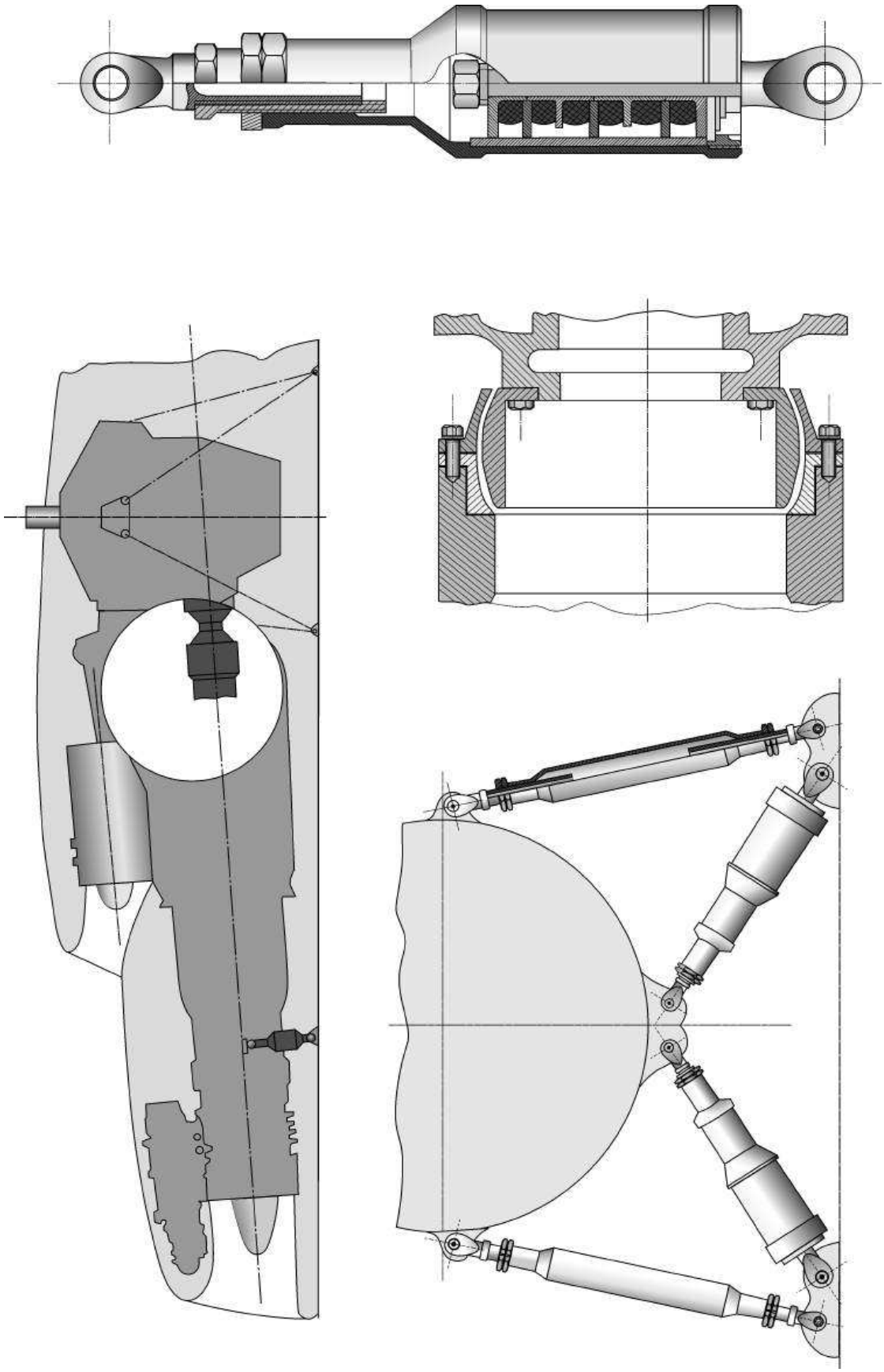
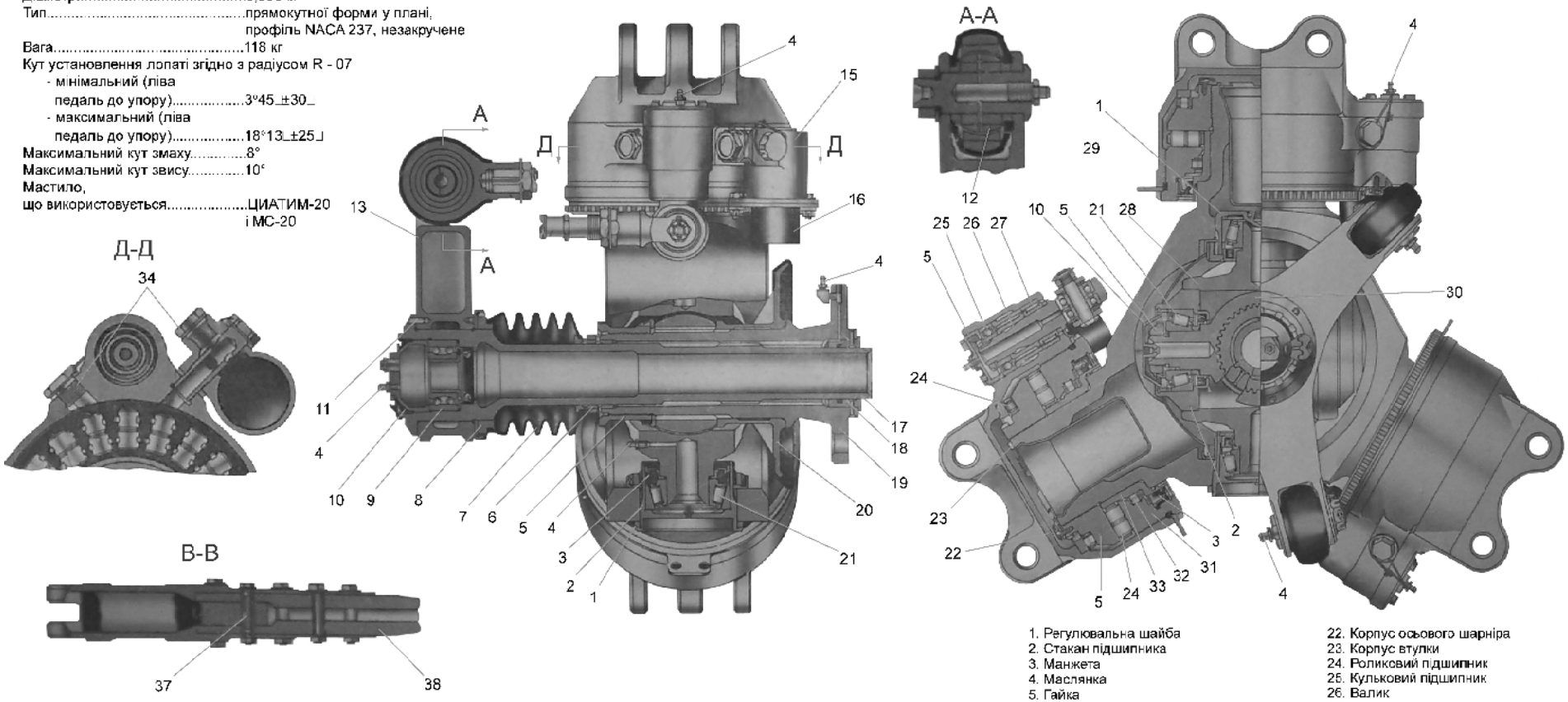


Рис. 19.64. Кріплення двигуна вертольота Мі-8

ОСНОВНІ ДАНІ

Діаметр.....3,508 м
Тип.....прямокутної форми у плані, профіль NACA 237, незакручене
Вага.....118 кг
Кут установлення лопаті згідно з радіусом R - 07
- мінімальний (ліва педаль до упору).....3°45_±30_
- максимальний (ліва педаль до упору).....18°13_±25_
Максимальний кут змаху.....8°
Максимальний кут звису.....10°
Мастило, що використовується.....ЦИАТИМ-20 і МС-20

ВТУЛКА ХВОСТОВОГО ГВИНТА



1. Регулювальна шайба
2. Стакан підшипника
3. Манжета
4. Маслянка
5. Гайка
6. Втулка
7. Чохол
8. Гайка
9. Підшипник
10. Кришка
11. Штифт
12. Сферичний підшипник
13. Поводок
14. Тяга
15. Невеличкий бак
16. Стакан невеличкого бачка
17. Корпус
18. Втулка
19. Маточина
20. Обмежувач
21. Підшипник
22. Корпус осьового шарніра
23. Корпус втулки
24. Роликовий підшипник
25. Кульковий підшипник
26. Валик
27. Підшипник
28. Корпус
29. Шайба
30. Траверса
31. Гайка
32. Роликовий підшипник
33. Упорне кільце
34. Пробки
35. Кронштейн
36. Комлевий наконечник
37. Болт
38. Лонжерон лопаті
39. Стільниковий заповнювач
40. Обшивка
41. Балансувальний вантаж
42. Кінцевий обтікач
43. Кінцева нервюра

ЛОПАТЬ ХВОСТОВОГО ГВИНТА

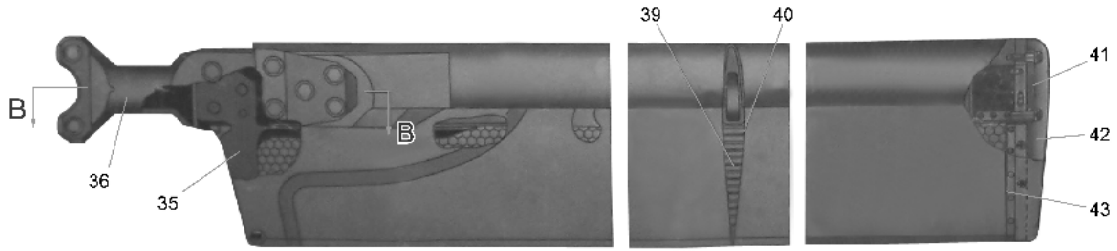


Рис. 19.65. Хвостовий гвинт

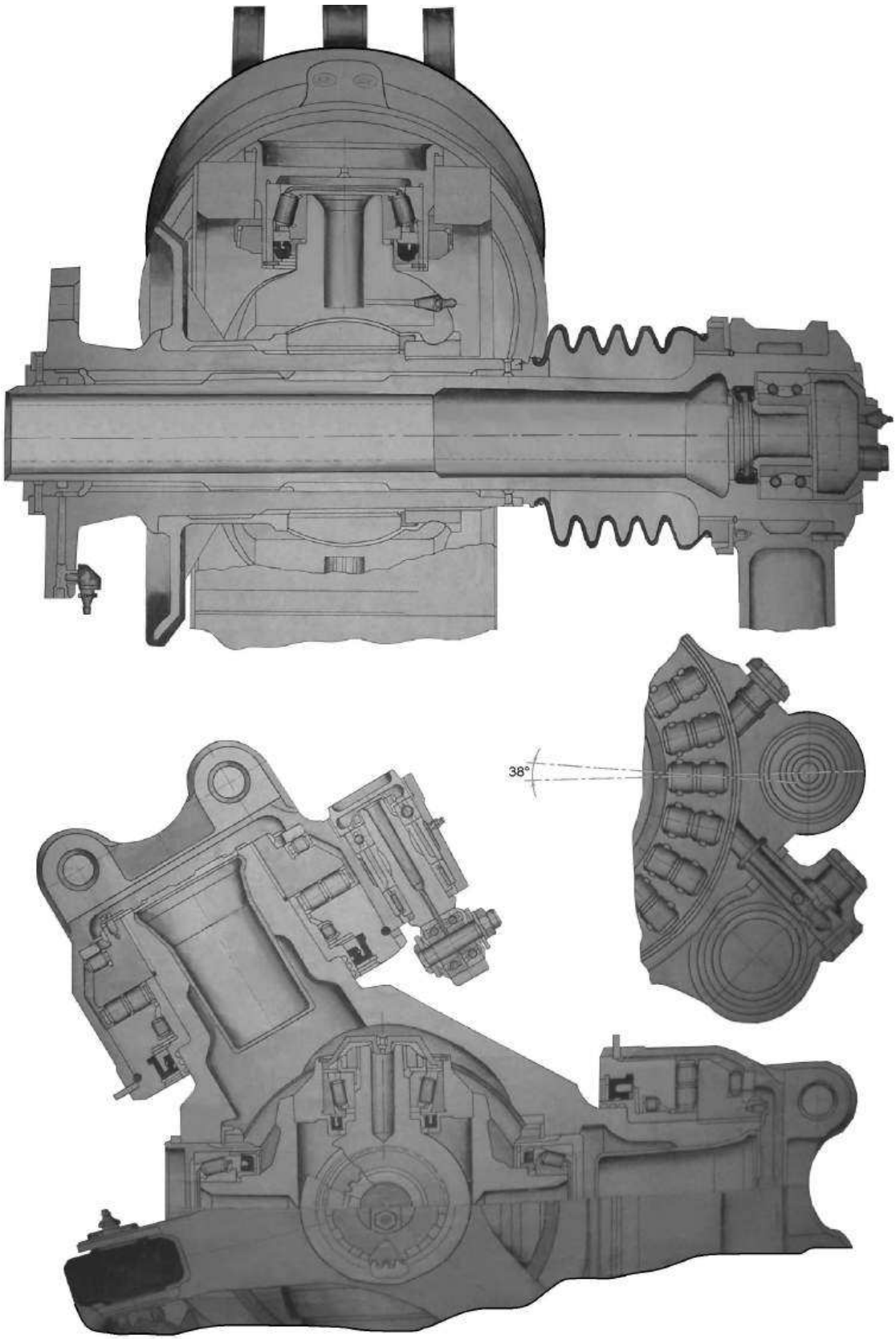
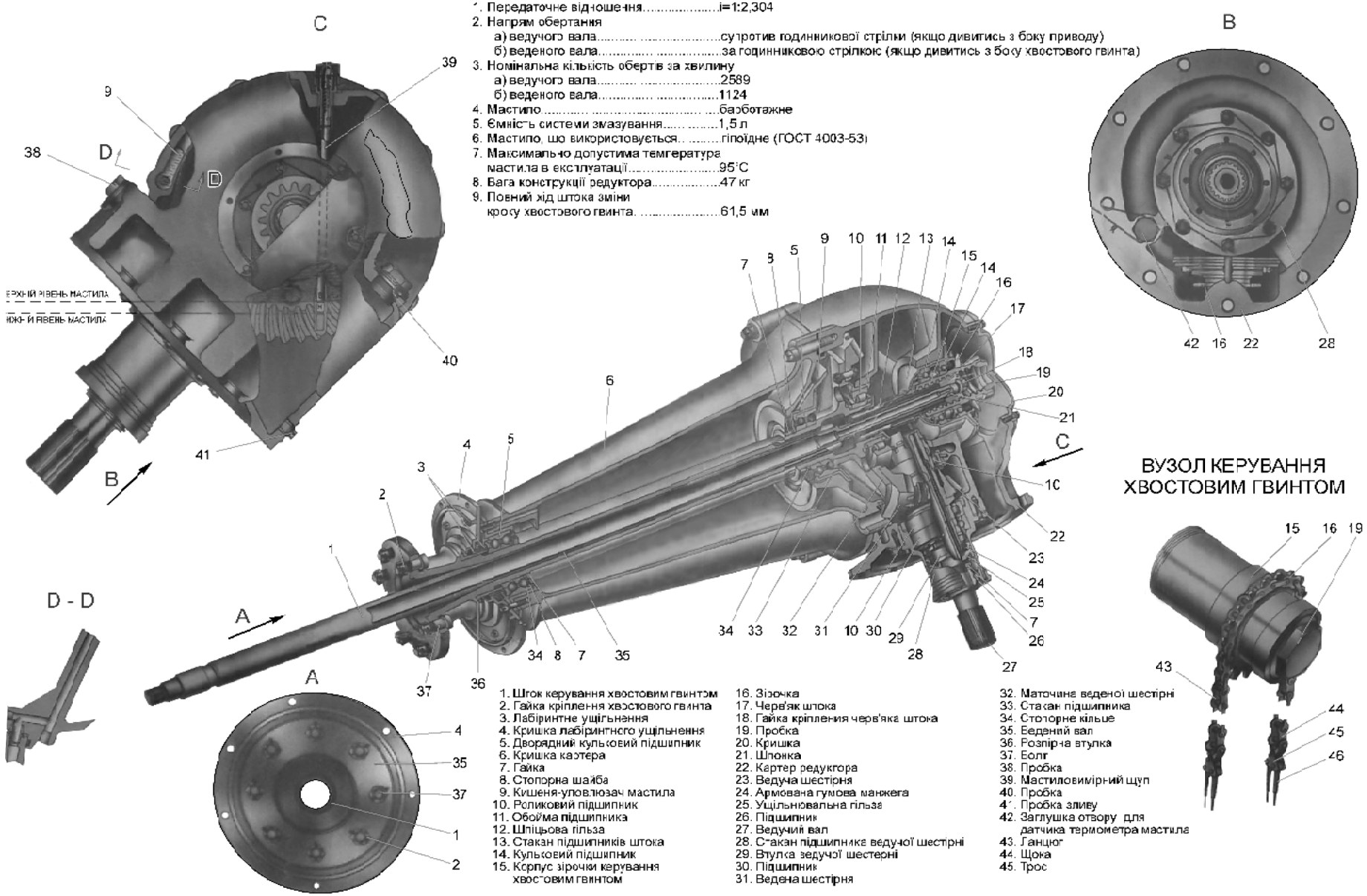


Рис. 19.66. Втулка хвостового гвинта

ОСНОВНІ ДАНІ

1. Передаточне відношення.....i=1:2,304
2. Напрям обертання
   а) ведучого вала.....супротив годинникової стрілки (якщо дивитись з боку приводу)
   б) веденого вала.....за годинниковою стрілкою (якщо дивитись з боку хвостового гвинта)
3. Номінальна кількість обертів за хвилину
   а) ведучого вала.....2589
   б) веденого вала.....1124
4. Мастило.....баребтажне
5. Ємність системи змазування.....1,5 л
6. Мастило, що використовується.....гіпоїдне (ГОСТ 4003-53)
7. Максимально допустима температура мастила в експлуатації.....95°С
8. Вага конструкції редуктора.....47 кг
9. Повний хід штока зміни кроку хвостового гвинта.....61,5 мм



1. Шток керування хвостовим гвинтом
2. Гайка кріплення хвостового гвинта
3. Лабіринтне ущільнення
4. Кришка лабіринтного ущільнення
5. Дворядний кульковий підшипник
6. Кришка картера
7. Гайка
8. Стопорна шайба
9. Кишеня-уловлювач мастила
10. Роликовий підшипник
11. Обойма підшипника
12. Шліцьова гільза
13. Стакан підшипників штока
14. Кульковий підшипник
15. Корпус зірочки керування хвостовим гвинтом
16. Зірочка
17. Черв'як штока
18. Гайка кріплення черв'яка штока
19. Пробка
20. Кришка
21. Шпонка
22. Картер редуктора
23. Ведуча шестірня
24. Армована гумова манжета
25. Ущільнювальна гільза
26. Підшипник
27. Ведучий вал
28. Стакан підшипника ведучої шестірні
29. Втулка ведучої шестерні
30. Підшипник
31. Ведена шестірня
32. Маточина веденої шестірні
33. Стакан підшипника
34. Стопорне кільце
35. Ведений вал
36. Розпірна втулка
37. Болт
38. Пробка
39. Мастиловимірний щуп
40. Пробка
41. Пробка зливу
42. Заглушка отвору для датчика термометра мастила
43. Ланцюг
44. Щока
45. Трос

Рис. 19.67. Хвостовий редуктор

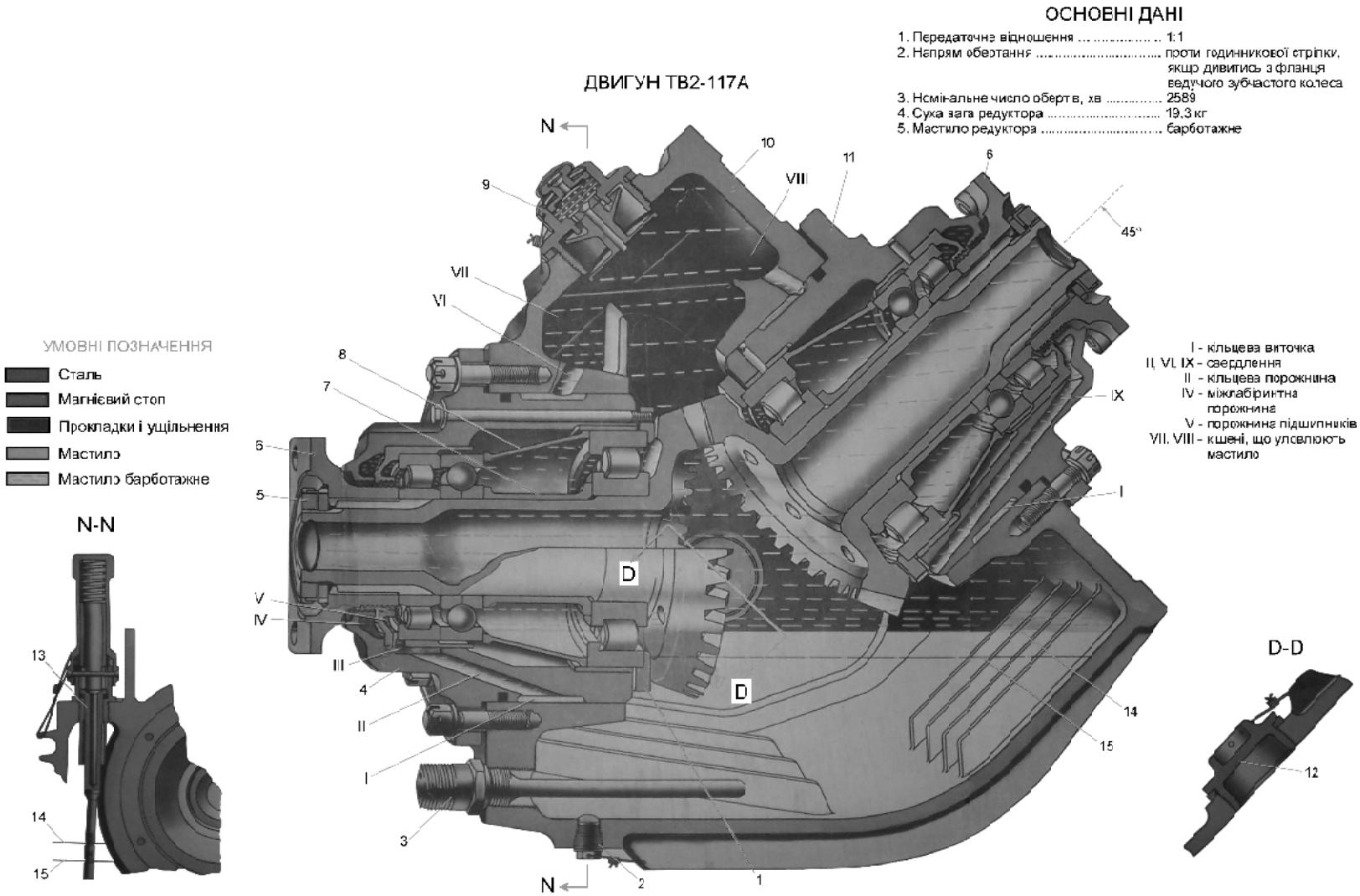


Рис. 19.68. Проміжний редуктор:

1 – фланець кріплення роликового підшипника; 2 – зливна пробка; 3 – датчик температури мастила; 4 – стакан ведучої шестірні; 5 – гайка; 6 – шліцьовий фланець; 7 – втулка розпору внутрішня; 8 – втулка розпору зовнішня; 9 – суфляр; 10 – картер; 11 – стакан ведучої шестірні; 12 – пробка, що зачиняє отвір для огляду шестірні в редукторі; 13 – мастилощуп; 14 – максимальний рівень мастила; 15 – мінімальний рівень мастила

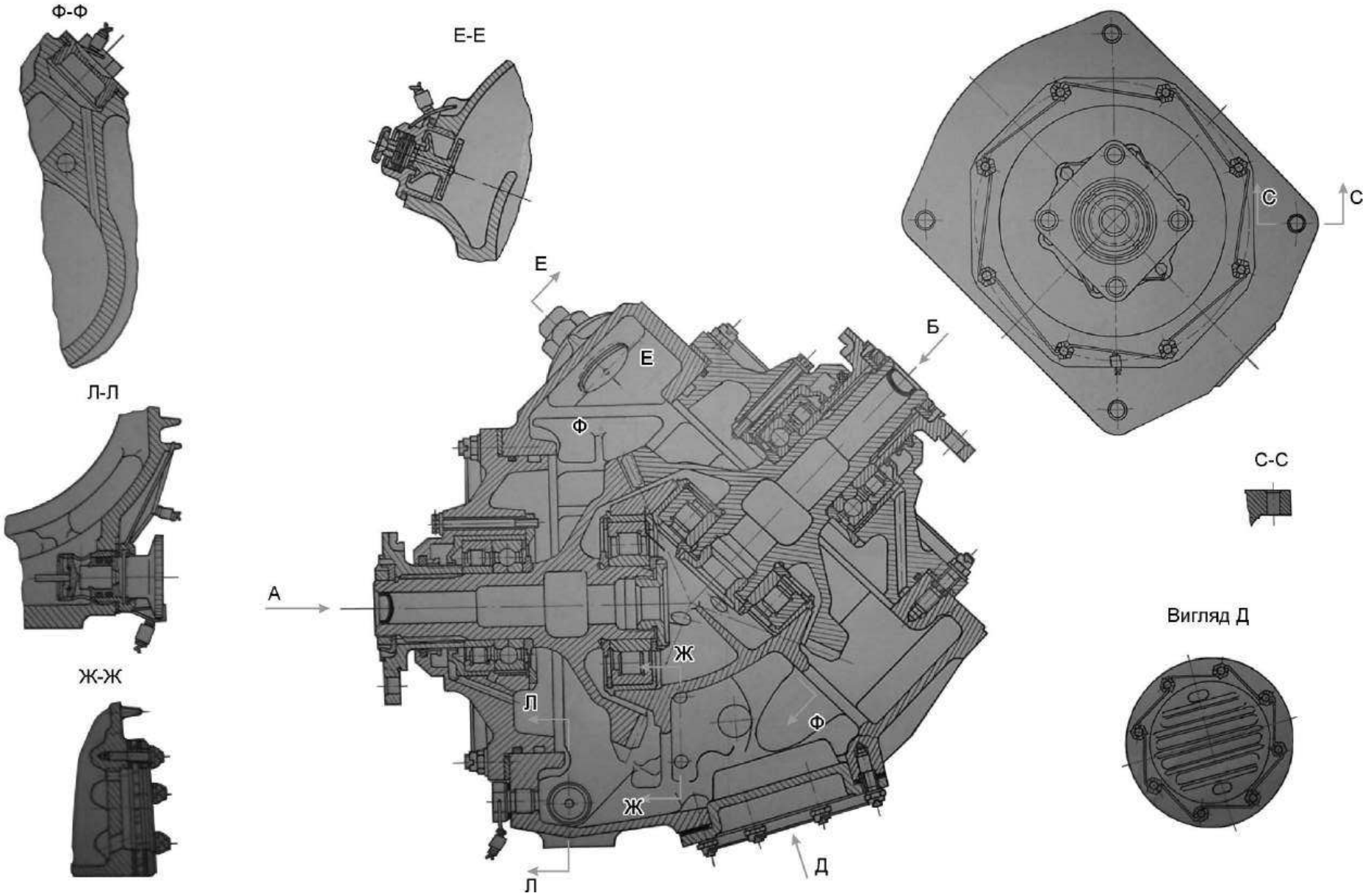


Рис. 19.69. Проміжний редуктор

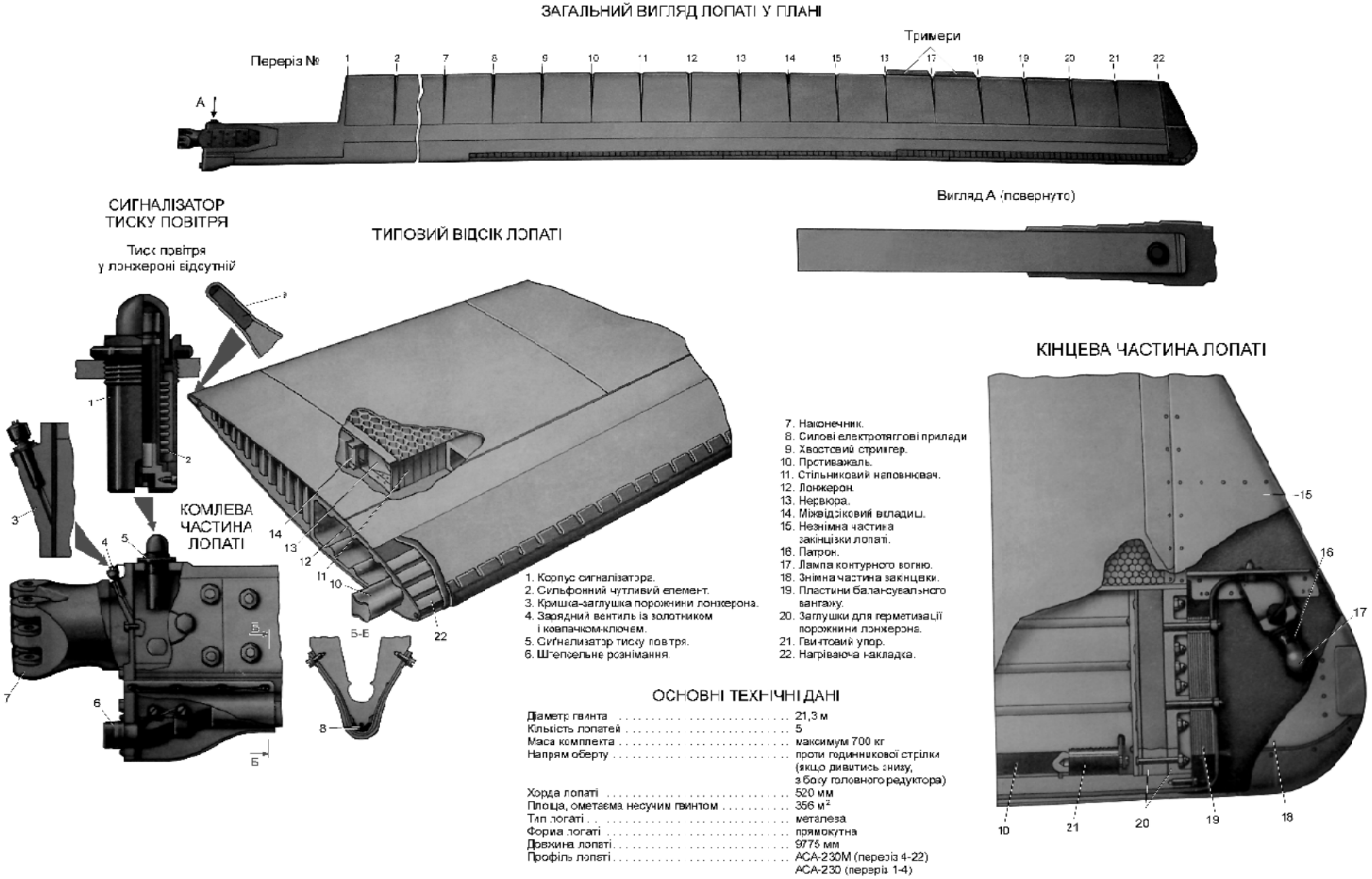
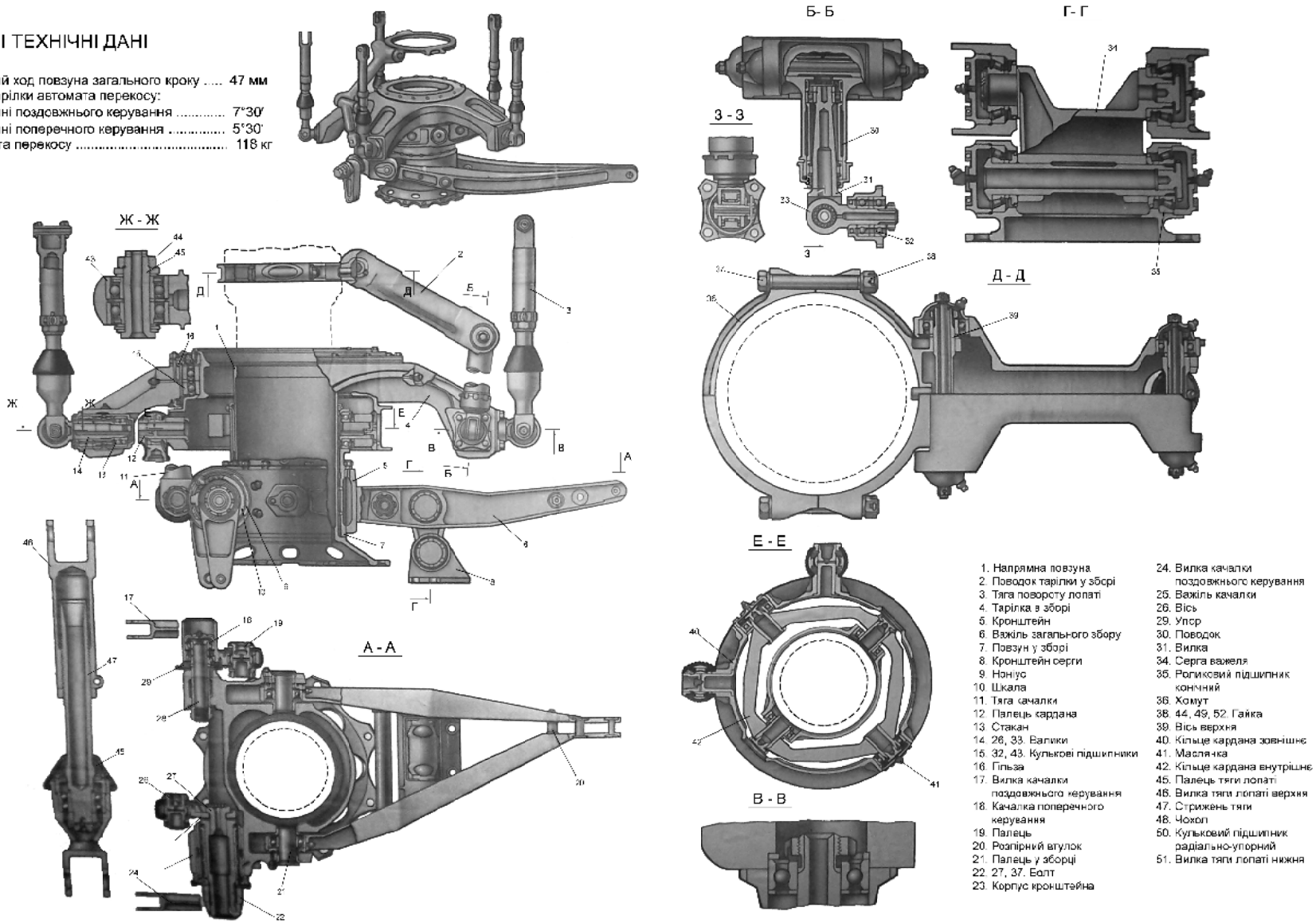


Рис. 19.70. Лопать несучого гвинта

ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ ДАНІ

Максимальний ход повзуна загального кроку ..... 47 мм
Кут нахилу тарілки автомата перекосу:
у площині поздовжнього керування ..... 7°30'
у площині поперечного керування ..... 5°30'
Маса автомата перекосу ..... 118 кг



1. Напрямна повзуна
2. Поводок тарілки у зборі
3. Тяга повороту лопаті
4. Тарілка в зборі
5. Кронштейн
6. Важіль загального збору
7. Повзун у зборі
8. Кронштейн серги
9. Ноніус
10. Шкала
11. Тяга качалки
12. Палець кардана
13. Стакан
14. 26, 33. Валики
15. 32, 43. Кулькові підшипники
16. Гільза
17. Вилка качалки поздовжнього керування
18. Качалка поперечного керування
19. Палець
20. Розпірний втулок
21. Палець у зборці
22. 27, 37. Болт
23. Корпус кронштейна
24. Вилка качалки поздовжнього керування
25. Важіль качалки
26. Вісь
29. Упор
30. Поводок
31. Вилка
34. Серга важеля
35. Роликовий підшипник конічний
36. Хомут
38. 44, 49, 52. Гайка
39. Вісь верхня
40. Кільце кардана зовнішнє
41. Масленка
42. Кільце кардана внутрішнє
45. Палець тяги лопаті
46. Вилка тяги лопаті верхня
47. Стрижень тяги
48. Чохол
50. Кульковий підшипник радіально-упорний
51. Вилка тяги лопаті нижня

Рис. 19.71. Автомат перекосу

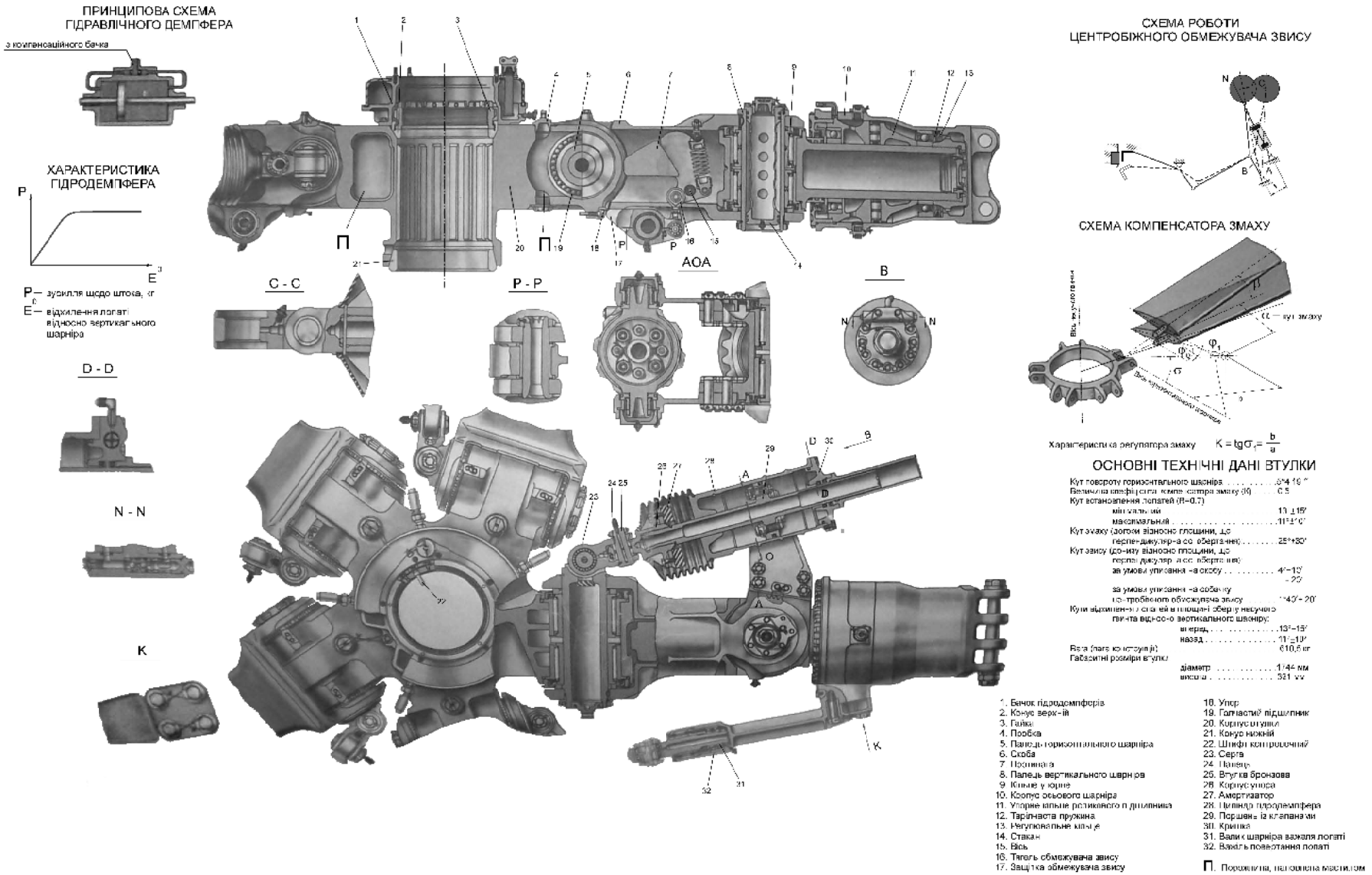


Рис. 19.72. Втулка несучого гвинта

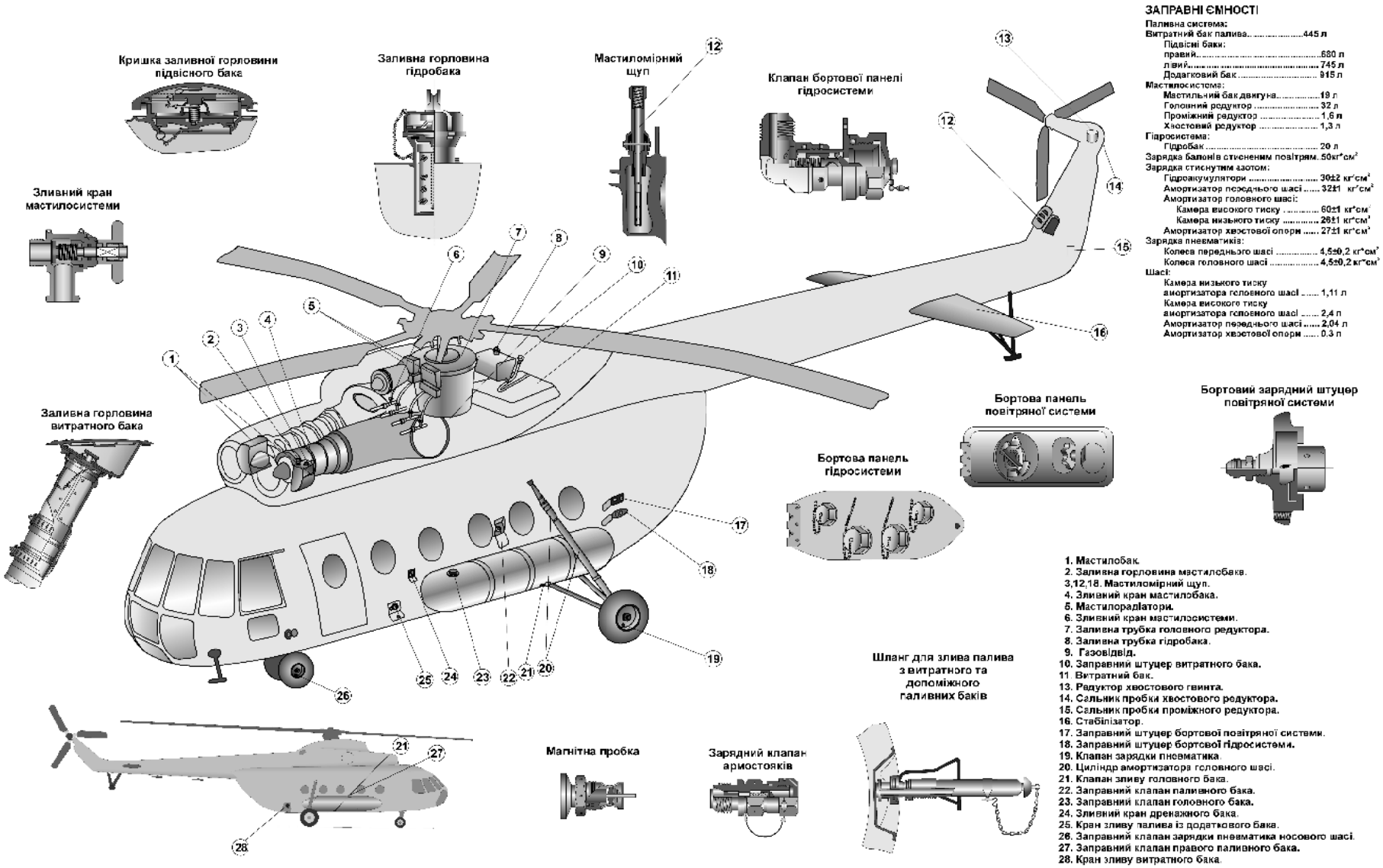


Рис. 19.73. Заправні та зливні точки

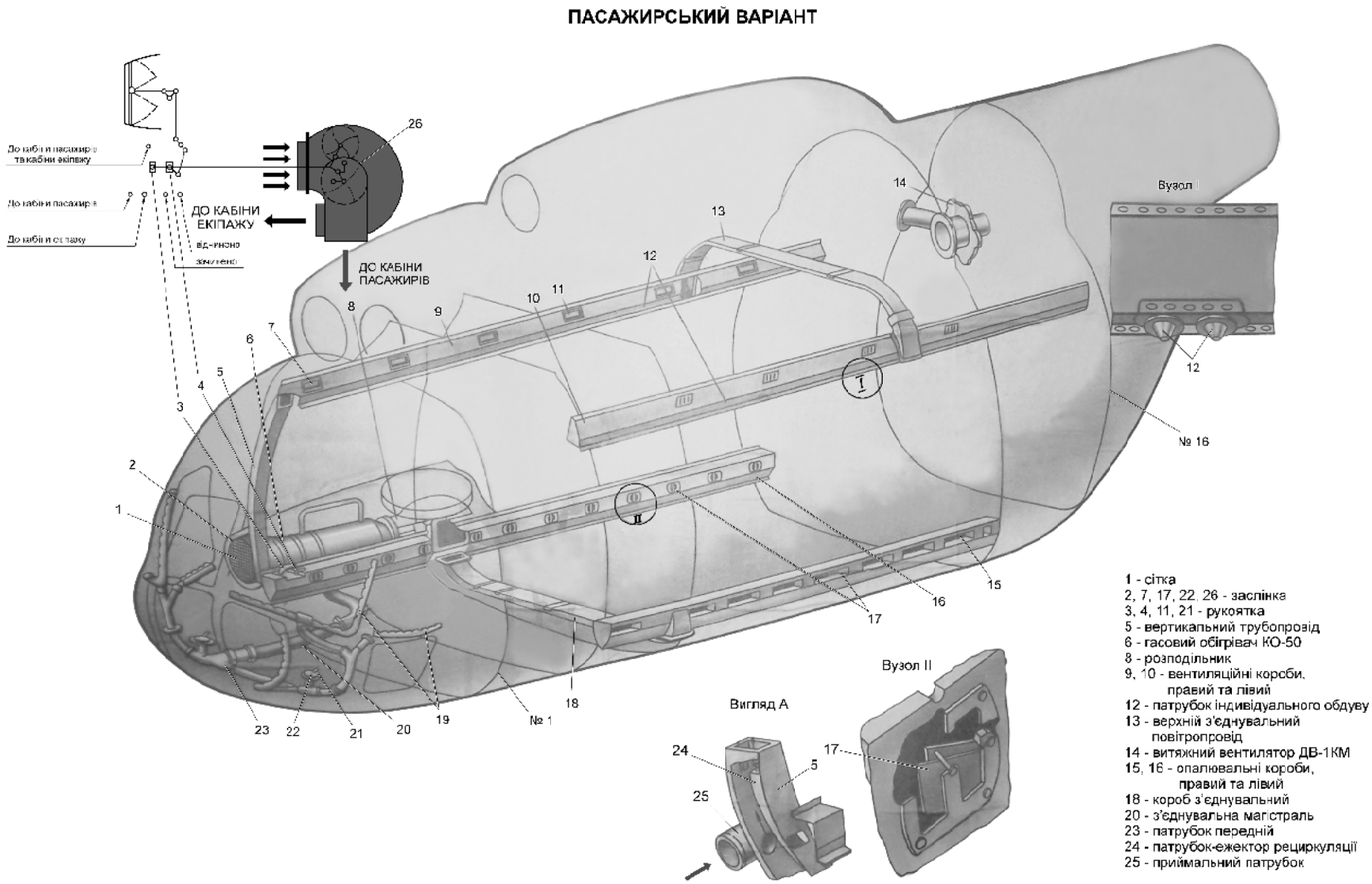
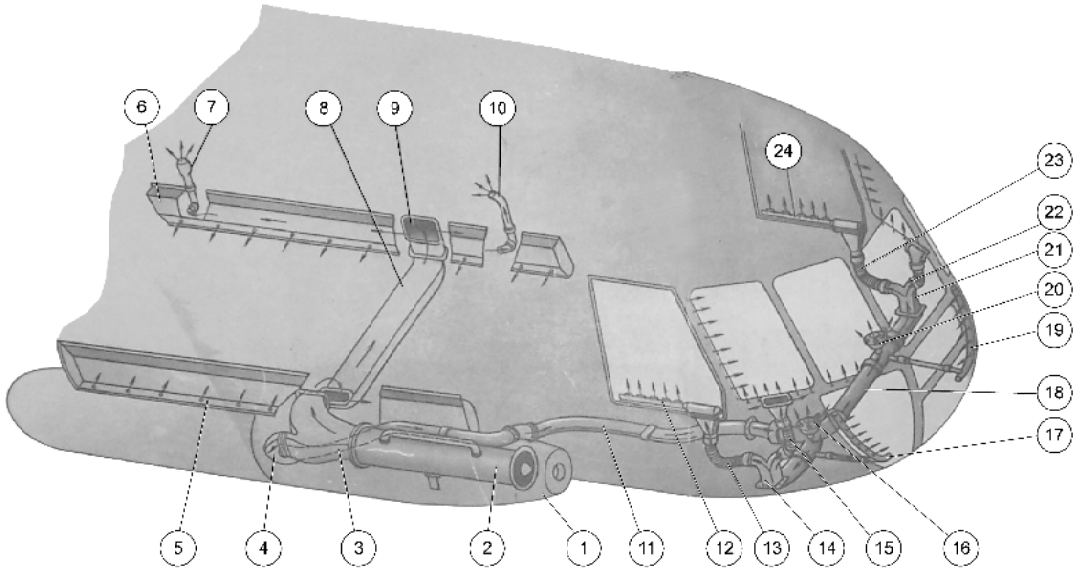


Рис. 19.74. Система опалення та вентиляції



1. Повітрозабірник.
2. Обігрівач КО-50.
3. Розподільник.
4. Повітровід.
5. Короб.
6. Короб.
7. Патрубок обігріву фільтра-відстійника повітряної системи.
8. Повітровід.
9. Патрубок.
10. Патрубок обігріву зливного крана дренажного бачка паливної системы.
11. Повітровід.
12. Патрубок обігріву скла правого відсувного блістера.
13. Шланг.
14. Патрубок.
15. Шланг.
16. Патрубок індивидуального обігріву правого пілота.
17. Патрубок обігріву нижнього правого скла.
18. Повітровід.
19. Патрубок обігріву нижнього правого скла.
20. Індивідуальний обігрів лівого пілота.
21. Патрубок.
22, 23. Шланги.
24. Патрубок обігріву скла лівого відсувного блістера.

КРІПЛЕННННЯ ОБІГРІВАЧА КО-50

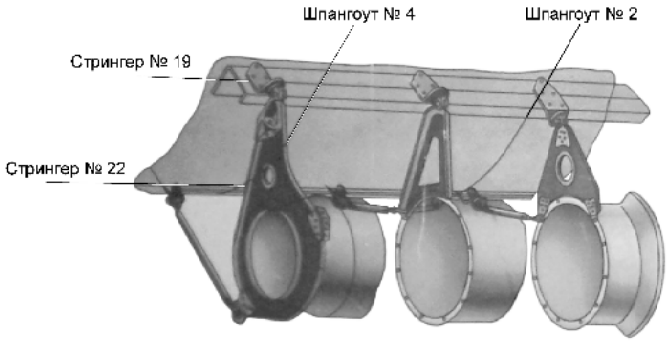
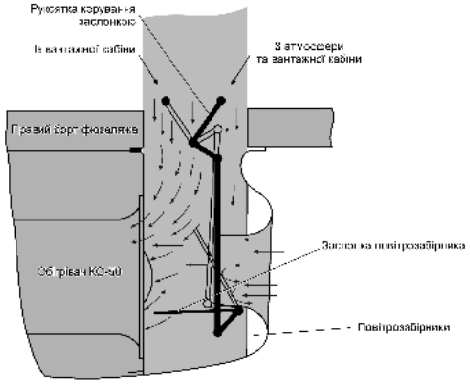


СХЕМА КЕРУВАННЯ ЗАСЛОНКОЮ ПОВІТРОЗАБІРНИКА



ОСНОВНІ ТЕХНІЧНІ ДАНІ

Тип обігрівника	КО-50
Вид регулювання	автоматична та ручна
Теплопродуктивність при автоматичному регулюванні:	
мінімальна	5000 ккал/год
середня	35000 ккал/год
максимальна	50000 ккал/год

Рис. 19.75. Система опалення та вентиляції

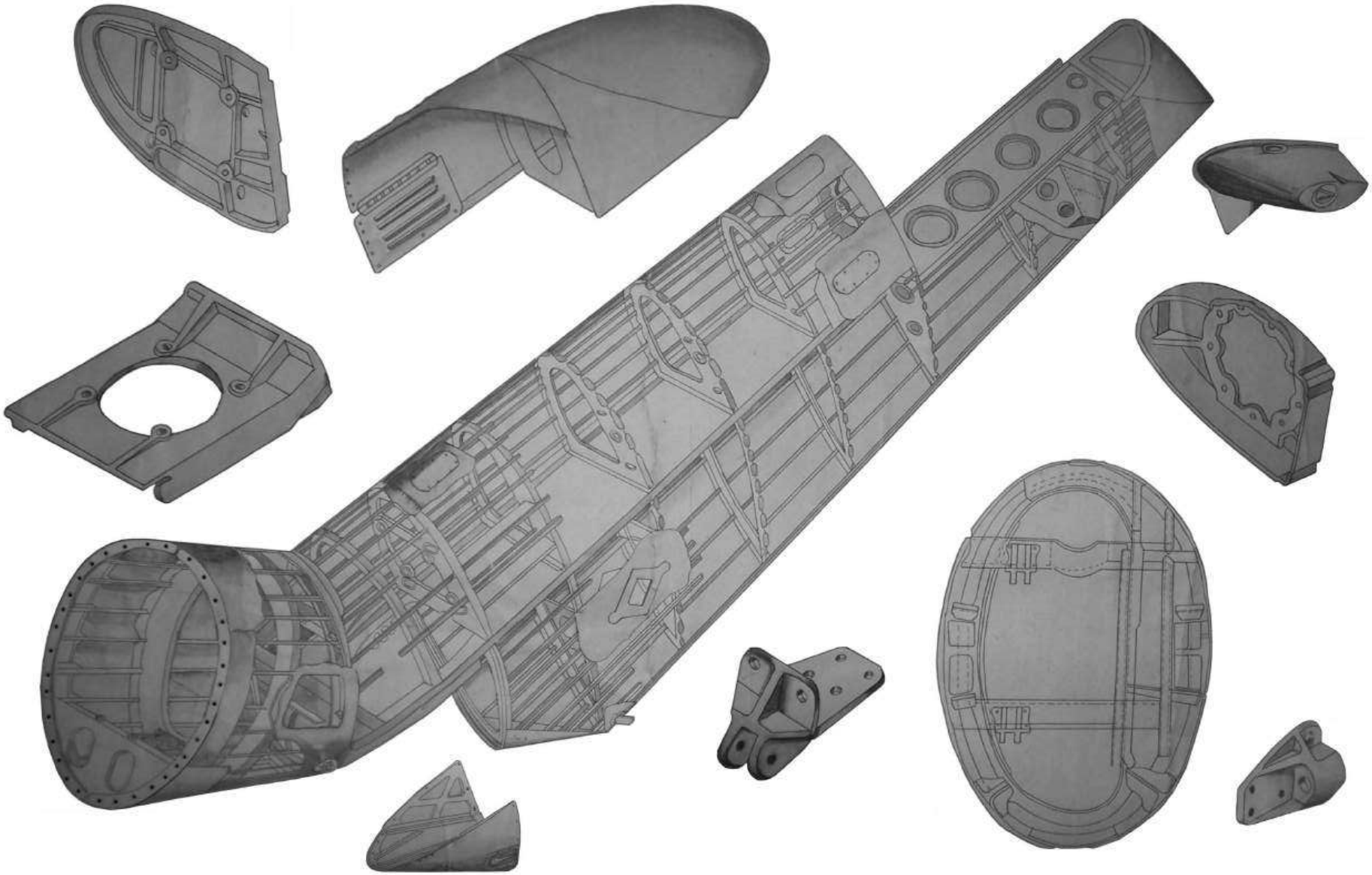


Рис. 19.76. Кільова балка

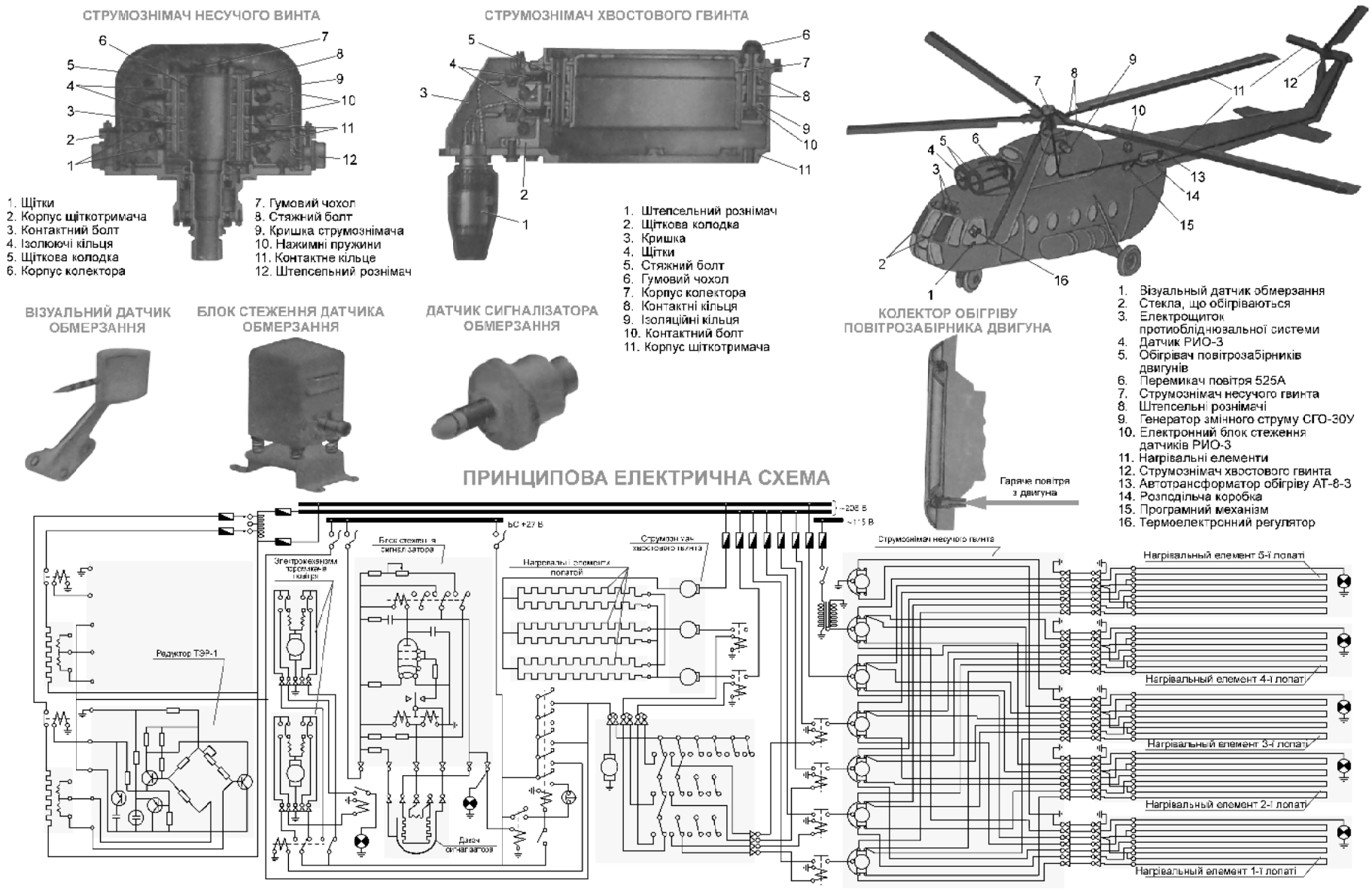


Рис. 19.77. Протиобліднювальна система

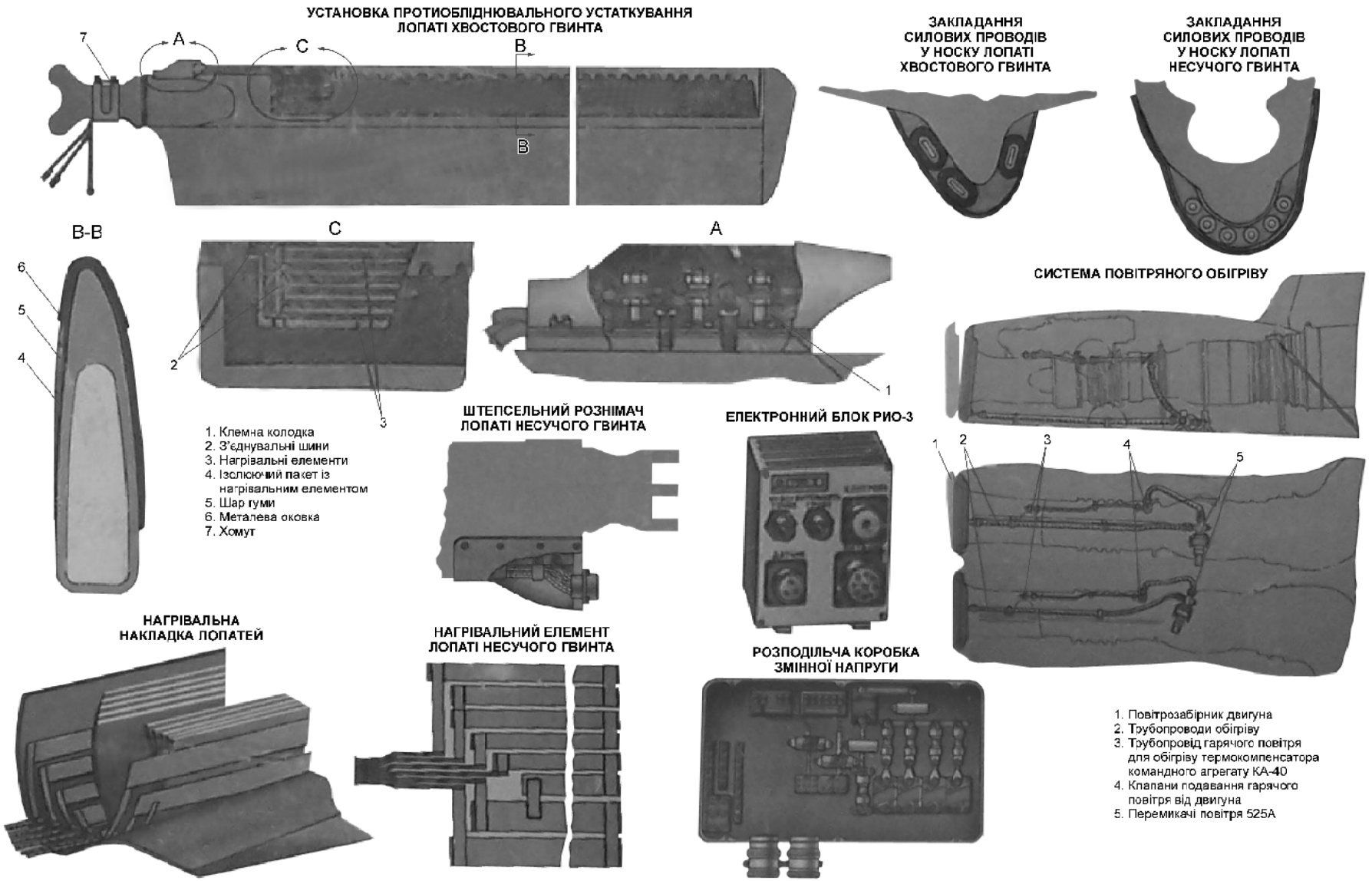


Рис. 19.78. Протиобліднювальна система

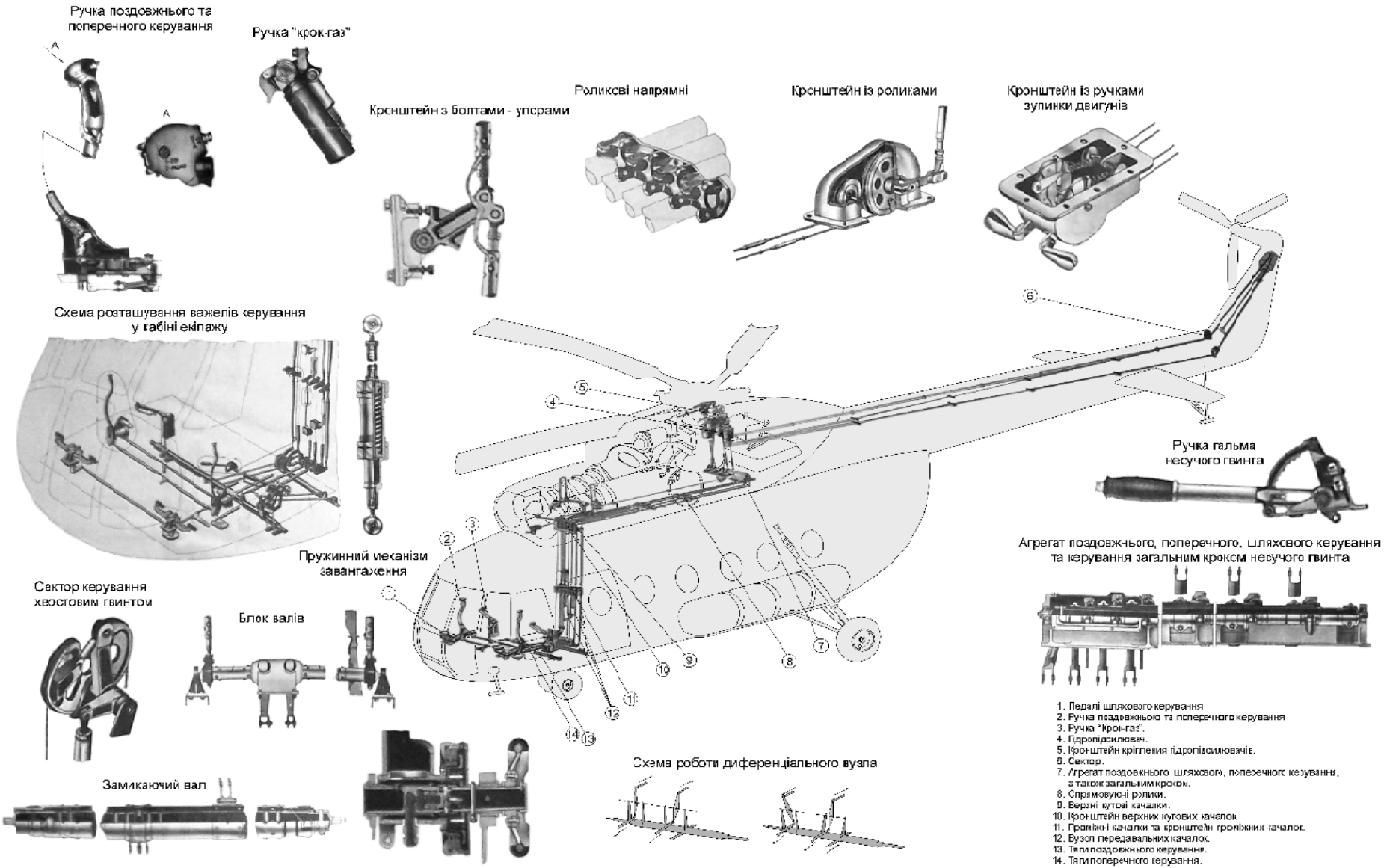


Рис. 19.79. Система керування вертольотом

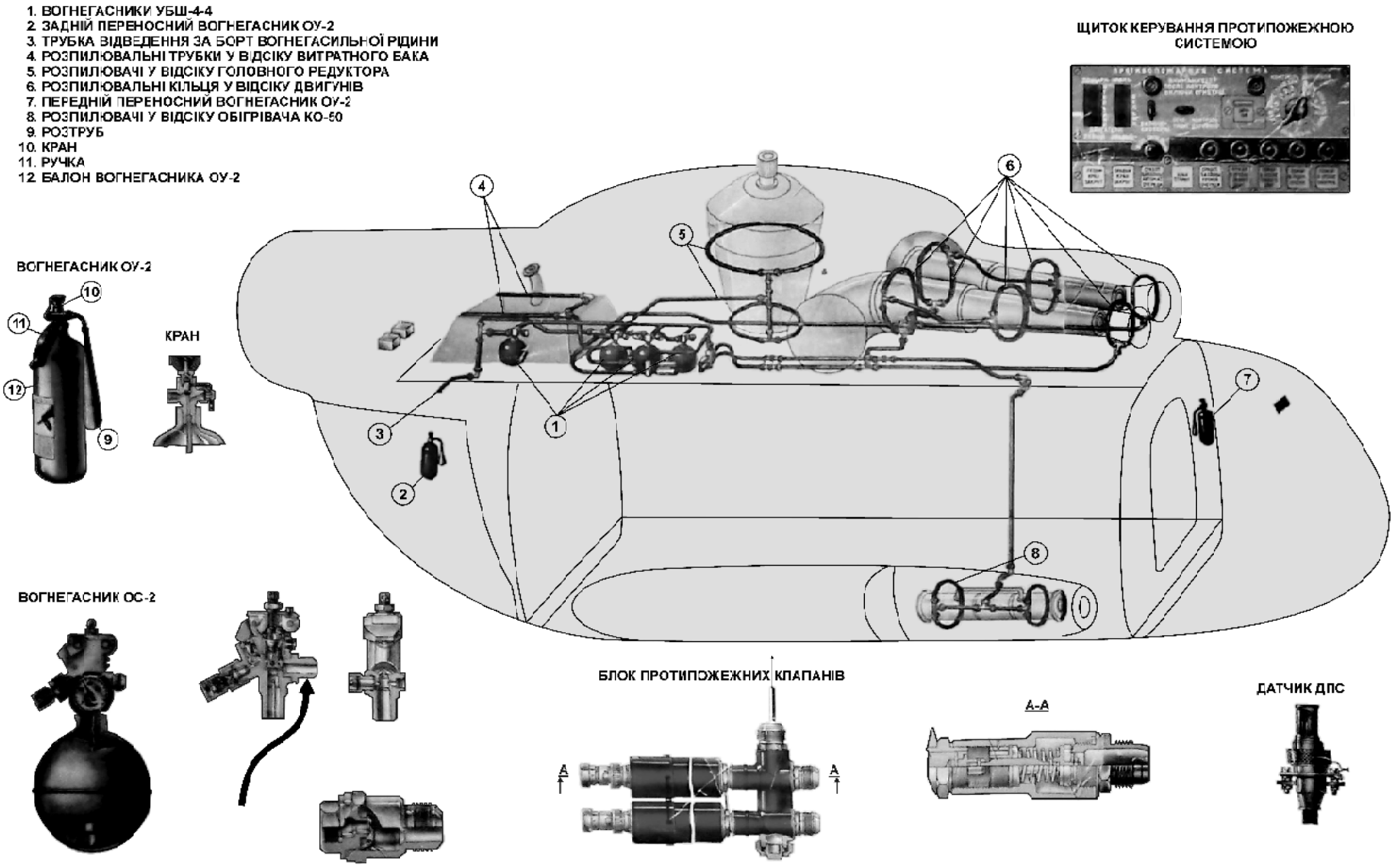


Рис. 19.80. Протипожежна система

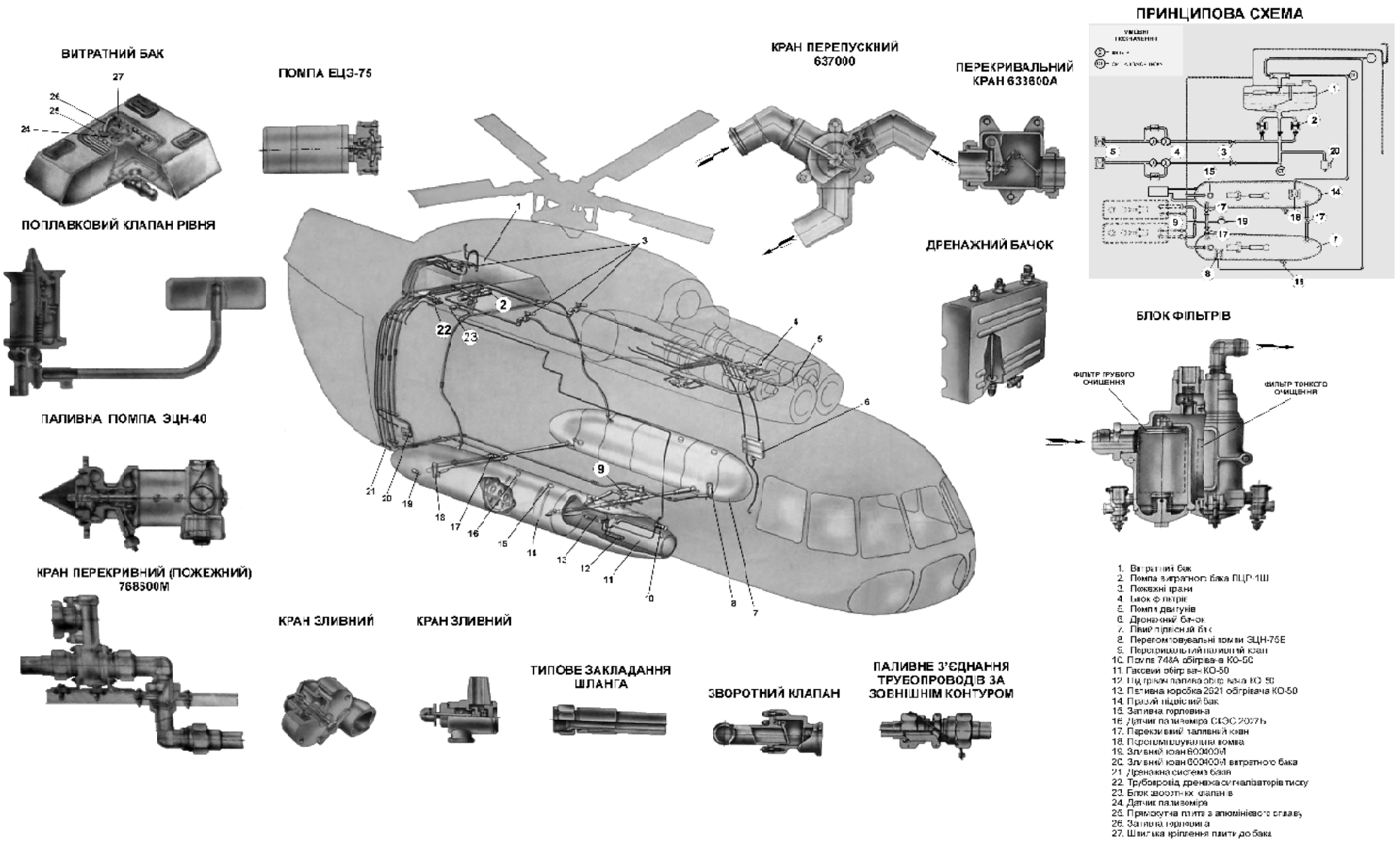


Рис. 19.81. Паливна система

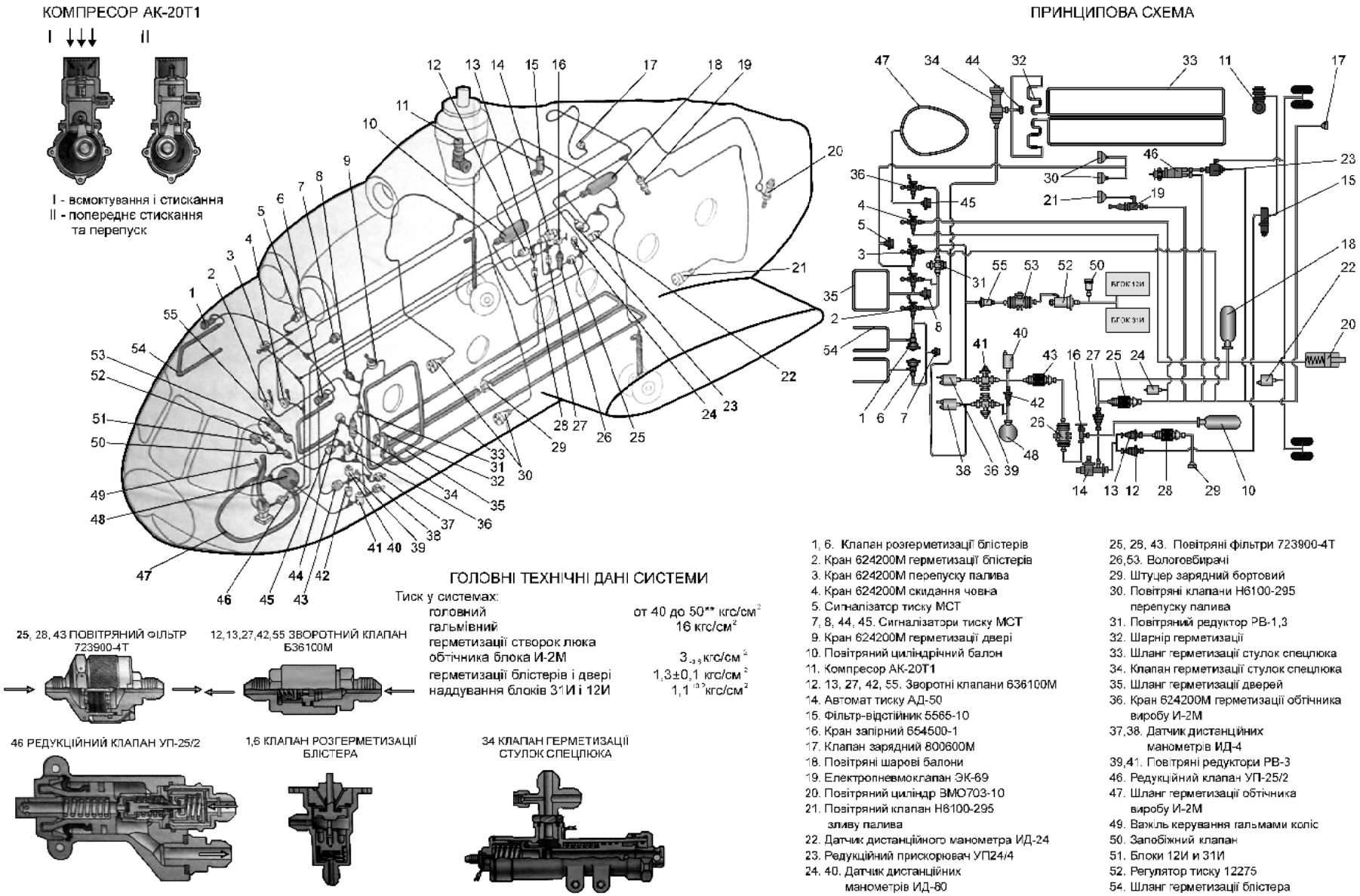


Рис. 19.82. Повітряна система

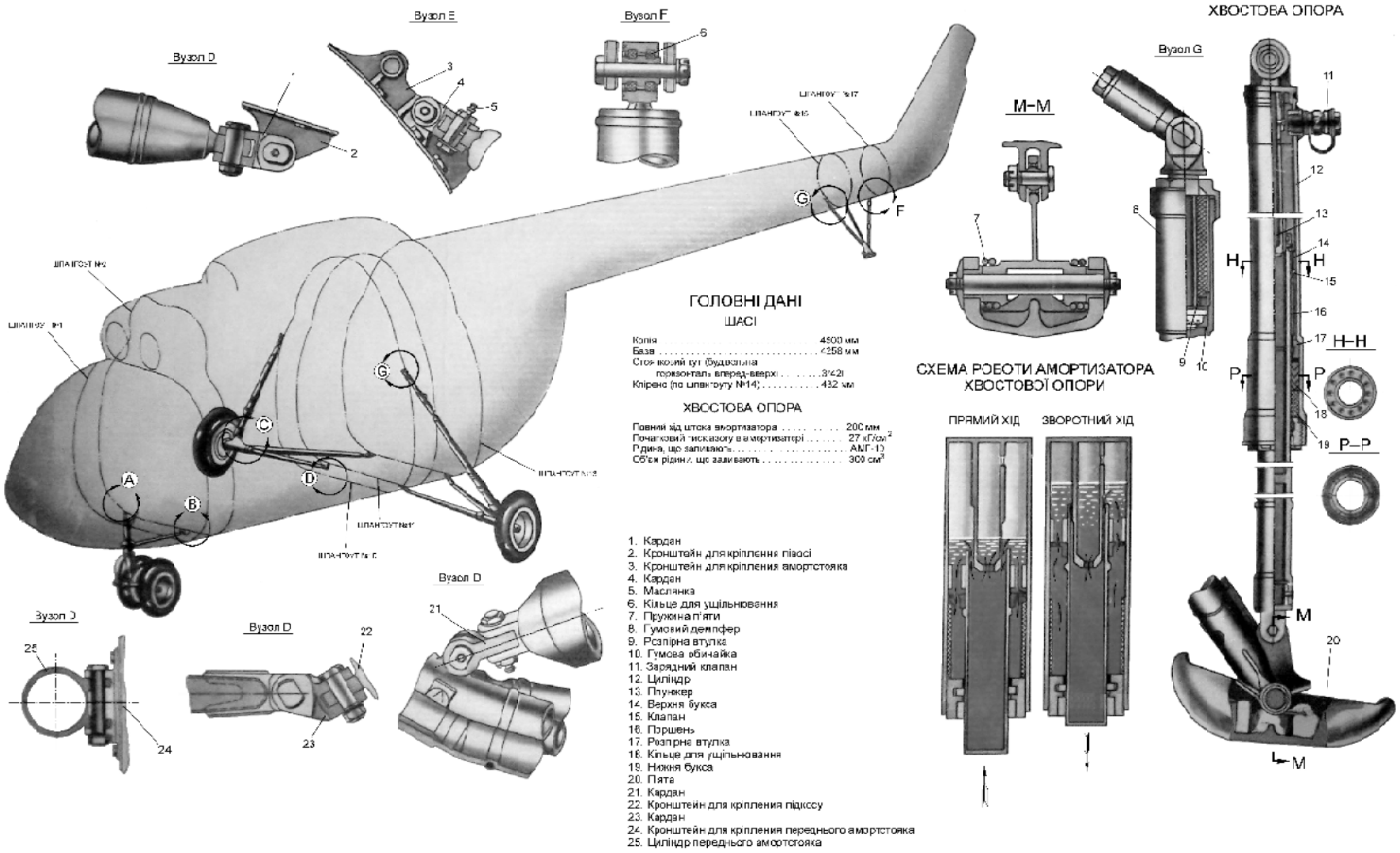


Рис. 19.83. Злітно-посадкові пристрої

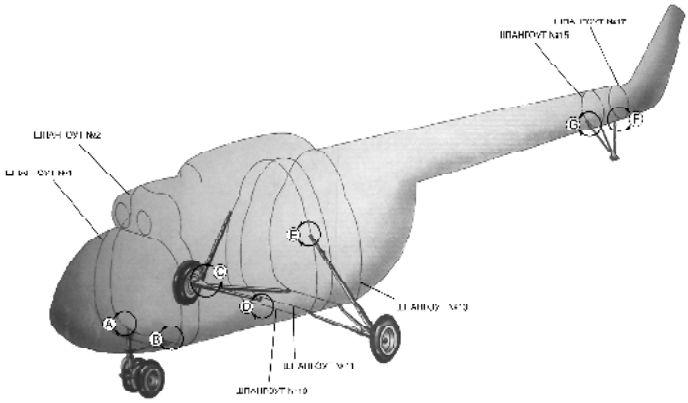
ОСНОВНІ ДАНІ

ШАСІ

Колія . . . . . 4500 мм
База . . . . . 4256 мм
Стоянковий кут (будівельна горизонталь вперед-вгору) . . . . . 3°42′
Кліренс (за шпангоутом №14) . . . . . 432 мм

ХВОСТОВА ОПОРА

Повний хід штока амортизатора . . . . . 200 мм
Початковий тиск азота в амортизаторі . . . 27 кГ/см²
Рідина, що заливають АМГ-10
Об'єм рідини, що заливають . . . . . 300 см³



ОСНОВНІ ДАНІ

1.	Робочий хід штока амортизатора (розрахунковий)	160 мм
2.	Повний хід штоку амортизатора (до упору)	165 мм
3.	Стоянковий хід штока амортизатора (злітна вага)	130 мм
4.	Початковий тиск азоту в амортизаторі	32 кг/см²
5.	Стоянковий тиск азоту в амортизаторі	108 кг/см²
6.	Кінцевий тиск азоту в амортизаторі	330 кг/см²
7.	Вага конструкції амортизатора	34,6 кг
8.	Вага з рідиною, що заливають	36,5 кг
9.	Об'єм рідини, що заливають	2,08 л
10.	Рідина, що заливають	АМГ-10
11.	Тип колеса	не гальмівне 595x185Kx2П6

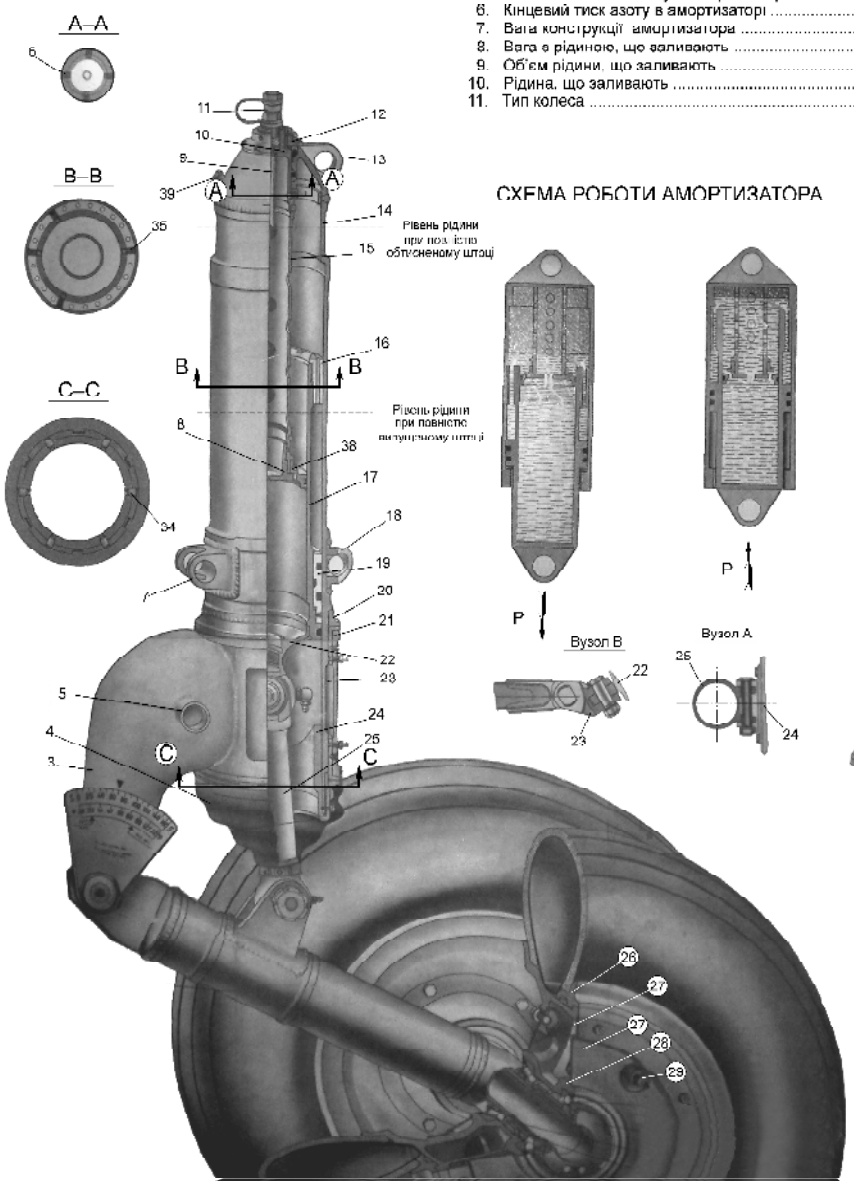


СХЕМА РОБОТИ АМОРТИЗАТОРА

1. Кардан
2. Кронштейн для кріплення півосі
3. Кронштейн для кріплення амортстояка
4. Кардан
5. Маслянка
6. Ущільнювальне кільце
7. Пружинне п'ята
8. Гумовий демпфер
9. Розпірна втулка
10. Гумова обичайка
11. Зарядний клапан
12. Циліндр
13. Плунжер
14. Верхня букса
15. Клапан
16. Поршень
17. Розпірна втулка
18. Ущільнювальне кільце
19. Нижня букса
20. П'ята
21. Кардан
22. Кронштейн для кріплення підкоса
23. Кардан
24. Кронштейн для кріплення переднього амортстояка
25. Циліндр переднього амортстояка

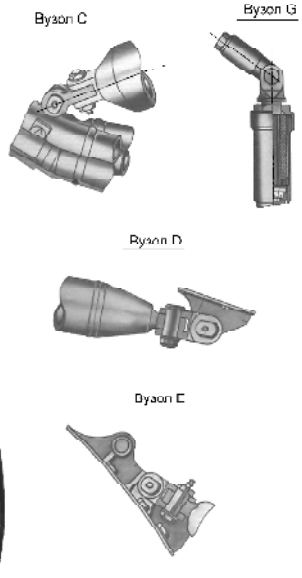


Рис. 19.84. Злітно-посадкові прилади

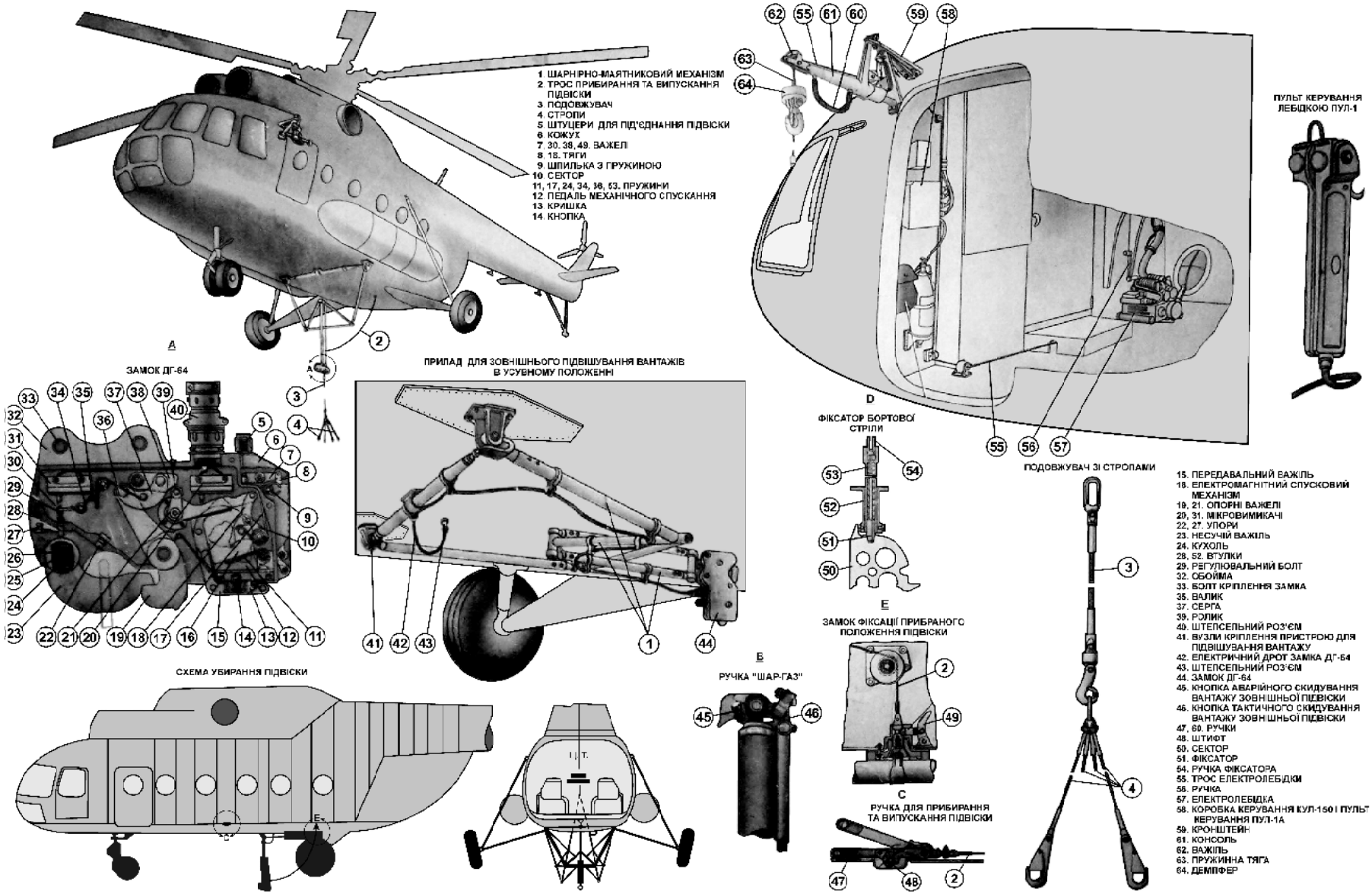


Рис. 19.85. Прилад для підвішування вантажів І бортова стріла

ЗМІСТ

Розділ 11. ЗАГАЛЬНЕ ПРОЕКТУВАННЯ ТРАНСМІСІЇ ВАЖКОГО ВЕРТОЛЬОТА 3

11.1. Загальні питання проектування 3
11.1.1. Загальні вимоги до трансмісії. Класифікація. Основні елементи та їх призначення 3
11.1.1.1. Загальні вимоги до трансмісії та її елементів 3
11.1.1.2. Початкові дані конструювання 4
11.1.1.3. Класифікація трансмісій 5
11.1.1.4. Головні елементи трансмісії вертольота і їх призначення.....5
11.1.2. Трансмісії вертольотів одногвинтової схеми із рульовим гвинтом.....7
11.1.3. Загальне компонування трансмісії співвісно-гвинтового вертольота.....7
11.1.3.1. Трансмісія вертольота Ка-15 7
11.1.3.2. Трансмісія вертольота Ка-25К 13
11.1.4. Трансмісії вертольотів подовжньої схеми 17
11.2. Проектування головного, проміжного і хвостового редукторів вертольота 19
11.2.1. Багатопотокові редуктори. Підбір чисел зубів, розподіл сил, моментів і потоків потужності 19
11.2.2. Головні редуктори (ГР) одногвинтових вертольотів 23
11.2.2.1. Кінематичні схеми і основні параметри.....23
11.2.2.2. Головний редуктор вертольота Мі-8 – ВР-8А 29
11.2.2.3. Головні елементи трансмісії вертольота Мі-24. 40
11.2.2.4. Конструкція головного редуктора вертольота Мі-6 Р-7.....42
11.2.2.5. Головний редуктор вертольота Мі-26 ВР-26.....42
11.2.3. Проміжний і хвостовий редуктори вертольота. Вузли ущільнювачів і змазування 46
11.2.3.1. Проміжний і хвостовий редуктори 46
11.2.3.2. Пристрої ущільнювачів.....49
11.2.3.3. Змазування елементів трансмісії.....52
11.3. Проектування трансмісійного вала і вала несучого гвинта 61
11.3.1. Вали і ресори трансмісії 61
11.3.2. Вал несучого гвинта.....64
11.3.3. Розрахунок на міцність 65
11.3.4. Конструкція і розрахунок ресор трансмісійних валів 68
11.3.5. Матеріали, термообробка, особливості конструкції і технології виготовлення валів 71
11.4. Проектування і аналіз ключових деталей і вузлів 74
11.4.1. Проектування і розрахунок міцності шестерень 74
11.4.1.1. Характер роботи і види ушкодження зубчастих коліс 74
11.4.1.2. Основи розрахунку зубів зубчастих передач 88
11.4.1.3. Приклад розрахунку зубчастої передачі головного редуктора вертольота одногвинтової схеми.....94
11.4.2. Муфти 104
11.4.2.1. Функціональне призначення, головні типи і розташування муфт у складі трансмісій вертольотів.....104
11.4.2.2. Конструкція і основи розрахунку муфт різних типів.....106
11.4.2.2.1. Пружні муфти.....106
11.4.2.2.2. Компенсуючі муфти.....109
11.4.2.2.3. Муфти зчеплення 113
11.4.2.2.4. Муфти вільного ходу (МВХ).....115
11.4.3. Вибір підшипникових вузлів вертолітних трансмісій.....119

11.4.3.1. Особливості підшипників кочення, використовуваних у вертолітних трансмісіях 120
11.4.3.2. Розрахунок підшипникових вузлів вертолітних трансмісій 121
11.4.3.3. Конструювання і виготовлення підшипникових опор....123
Бібліографічний список 127

Розділ 12. ТЕХНОЛОГІЯ ВИГОТОВЛЕННЯ І МЕТОДИ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕСУРСУ РЕДУКТОРІВ....128

12.1. Технологія виготовлення зубчастих коліс....128
12.1.1. Головні поняття і визначення....128
12.1.2. Умови роботи і причини виходу з ладу зубчастих коліс....134
12.1.3. Матеріал зубчастих коліс 135
12.1.4. Виробництво зубчастих коліс....135
12.1.4.1. Нарізання зубів циліндричних коліс методом копіювання 136
12.1.4.1.1. Нарізання зуборізними фрезами....140
12.1.4.1.2. Протягування зубів циліндричних коліс....142
12.1.4.1.3. Протягування зовнішніх зубів циліндричних коліс групповими протяжками 143
12.1.4.1.4. Нарізання зубів методом копіювання на верстатах із багаторізцевою головкою 144
12.1.4.2. Нарізання зубів циліндричних коліс методом обкатування 144
12.1.4.2.1. Зубофрезерування....144
12.1.4.2.2. Нарізання зубів циліндричних коліс зубодовбленням....149
12.1.4.2.3. Зубострогання 152
12.1.4.3. Методи оброблення зубів циліндричних коліс....153
12.1.4.3.1. Шевінгування 153
12.1.4.3.2. Шліфування 156
12.1.4.3.3. Притирання зубів....161
12.1.4.3.4. Полірування зубів....163
12.1.4.3.4. Фланкування зубів....163
12.1.4.4. Накачування зубів....164
12.1.4.5. Методи оброблення зубів конічних коліс 166
12.1.4.5.1. Нарізання і оброблення конічних коліс із прямим зубом 166
12.1.4.5.2. Нарізання і оброблення кругових зубів конічних коліс....170
12.1.4.5.3. Нарізання зубів черв'ячних коліс....172
12.1.5. Оброблення шліців 172
12.1.5.1. Оброблення зовнішніх шліців 174
12.1.5.2. Оброблення внутрішніх шліців....176
12.1.6. Шляхи підвищення якості оброблення зубчастих коліс....176
12.2. Зміцнююче оброблення....178
12.2.1. Зносостійкість деталей машин....178
12.2.2. Технологія електромеханічної обробки матеріалів 179
12.2.3. Алмазне полірування....182
12.2.4. Гідродробеструйне зміцнення деталей і його технологічні особливості.189
12.2.5. Магнітно-абразивне полірування деталей ГТД....190
12.2.6. Оброблення деталей ГТД у псевдозрідженому шарі абразиву (турбоабразивна обробка) 192
12.2.7. Нанесення захисних покриттів....198

12.2.7.1. Плазмове напилення 200
12.2.7.2. Детонаційне напилення 203
12.2.7.3. Технологія комплексної вакуумної іонно-плазмової модифікації поверхні 206
12.3. Технологія виготовлення зубчастих коліс 208
12.4. Технологія виготовлення валів 209
12.4.1. Зразкові плани оброблення валів 211
Бібліографічний список 213

Розділ 13. ТЕХНОЛОГІЧНА ПІДГОТОВКА ВИРОБНИЦТВА ДЛЯ МОНТАЖУ ТРАНСМІСІЇ ВАЖКОГО ВЕРТОЛЬОТА 214

13.1. Контрольовані параметри якості 214
13.2. Технологічні особливості контролю монтажу агрегатів трансмісії 215
13.3. Організаційно-технічні заходи ТПВ щодо використання оптичних і лазерних засобів 218
Бібліографічний список 221

Розділ 14. ВИБІР ОПТИЧНИХ І ЛАЗЕРНИХ ЗАСОБІВ МОНТАЖУ І КОНТРОЛЮ ТРАНСМІСІЇ 222

14.1. Вибирання оптичних засобів монтажу і контролю 222
14.2. Вибирання лазерних засобів монтажу і контролю 226
Бібліографічний список 230

Розділ 15. ТИПОВІ ОПЕРАЦІЇ МОНТАЖУ І КОНТРОЛЮ ТРАНСМІСІЇ НА БАЗІ ОПТИЧНИХ І ЛАЗЕРНИХ СИСТЕМ 231

15.1. Монтаж і контроль точності встановлення редукторів трансмісії 231
15.2. Монтаж і контроль точності встановлення опор валів трансмісії 234
15.2.1. Контроль неспіввісності проміжного і головного редукторів 237
15.3. Контроль паралельності плит стапеля кільової балки 238
15.4. Контроль прогинання хвостової балки вертольота 239
15.5. Збирання конструкцій на базі опорних лазерних променів 240
15.6. Контроль зміщення кільової балки 242
15.7. Лазерні методи збирання і контролю на базі комп'ютерних інтегрованих систем 244
Бібліографічний список 247

Розділ 16. РОЗРОБЛЕННЯ ПОРАДНИКА З ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРАНСМІСІЇ (НА ПРИКЛАДІ ВЕРТОЛЬОТА МІ-26) 248

16.1. Головний редуктор 254
16.1.1. Головний редуктор – знаходження і усунення несправностей 267
16.1.2. Головний редуктор – технологія обслуговування 267
16.1.3. Головний редуктор – правила зберігання 268
16.2. Рама редуктора 270
16.2.1. Опис і робота 270
16.2.2. Виявлення і усунення несправностей 270
16.2.3. Мастилосистема головного редуктора ВР-26 – опис і робота 272
16.2.4. Мастилосистема головного редуктора – пошук та усунення несправностей 272
16.2.5. Мастилосистема головного редуктора – технологія обслуговування 275
16.3. Проміжний редуктор 275
16.3.1. Проміжний редуктор – знаходження і усунення несправностей 276
16.3.2. Проміжний редуктор – технологія обслуговування 278
16.3.3. Проміжний редуктор – правила зберігання 279

16.3.4. Проміжний редуктор – транспортування 279
16.3.5. Мастилосистема проміжного редуктора – опис і робота 279
16.3.6. Мастилосистема проміжного редуктора – знаходження і усунення несправностей 280
16.3.7. Мастилосистема проміжного редуктора – технологія обслуговування 282
16.4. Хвостовий редуктор – опис і робота 282
16.4.1. Мастилосистема хвостового редуктора 285
16.5. Вали трансмісії – опис і робота 286
16.5.1. Вали трансмісії – знаходження і усунення несправностей 287
16.5.2. Вали трансмісії – технологія обслуговування 288
16.6. Система гальмування несучого гвинта – опис і робота 288
16.6.1. Гальмо – опис і робота 289
16.6.2. Гальмо – знаходження і усунення несправностей 290
16.7. Прилади контролю трансмісії – опис і робота 290
Бібліографічний список 292

Розділ 17. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТРАНСМІСІЇ ВЕРТОЛЬОТА ПРИ ПРОЕКТУВАННІ 293

17.1. Елементи надійності авіаційної техніки 293
17.1.1. Конструктивні чинники, що впливають на надійність 296
17.1.2. Виробничі чинники, що впливають на надійність 296
17.1.3. Забезпечення заданих вимог до надійності 296
17.2. Загальні відомості про трансмісію 298
17.2.1. Вали і осі 299
17.2.2. Цапфи 304
17.2.3. Карданний механізм 304
17.2.4. Шліцьове з'єднання 305
17.2.5. Різьбові з'єднання 307
17.2.6. Шестірні 309
17.2.7. Отвори 311
17.2.8. Підшипники 311
Бібліографічний список 312

Розділ 18. ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТРАНСМІСІЇ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ 313

18.1. Експлуатаційна надійність 313
18.1.1 Експлуатаційні чинники, що впливають на надійність 315
18.2. Експлуатаційна надійність трансмісії 317
18.2.1. Експлуатаційна надійність зубчастих передач 317
18.2.1.1. Перевірка бокових зазорів між зубами коліс, що зачепляються 320
18.2.1.2. Визначення правильності зачеплення коліс за контактною плямою 322
18.2.2. Експлуатаційна надійність головного редуктора 324
18.2.3. Експлуатаційна надійність муфт вільного ходу 326
18.2.4. Експлуатаційна надійність агрегатів хвостової трансмісії 331
18.2.5. Експлуатаційна надійність шліцьових з'єднань трансмісії 333
18.3. Методи розрахунку показників надійності 335
Бібліографічний список 341

Розділ 19. МЕТОДОЛОГІЯ ІНТЕГРОВАНОГО ПРОЕКТУВАННЯ І МОДЕЛЮВАННЯ ВЕРТОЛЬОТІВ І ЇХ ТРАНСМІСІЙ 342

19.1. Концепція і принципи інтегрованого проектування збірних вертолітних конструкція 342
19.1.1. Методи створення майстер-геометрії, моделей розподілу простору і еталонів збірних вертолітних конструкцій 353
19.2. Загальна характеристика і головні дані вертольота 357
19.2.1. Модифікації вертольотів сім'ї Мі-8 357
19.2.2. Головні варіанти застосування вертольота: 357
19.2.3. Головні дані 358
19.2.3.1. Вагові 358
19.2.3.2. Геометричні 358
19.2.3.3. Льотно-технічні 358
19.3. Фюзеляж вертольота. засоби аварійного покидання 359
19.3.1. Загальна характеристика фюзеляжу 359
19.3.2. Конструкція головних елементів фюзеляжу 362
19.3.2.1. Носова частина фюзеляжу 362
19.3.2.2. Центральна частина фюзеляжу 363
19.3.2.3. Хвостова балка 363
19.3.2.4. Кінцева балка 365
19.3.2.5. Стабілізатор 365
19.3.2.6. Скління 367
19.3.2.7. Люки і двері 368
19.3.2.8. Устаткування кабін 373
19.3.2.9. Капот 374
19.3.2.10. Кріплення двигунів і редуктора 375
19.3.2.11. Встановлення вентилятора 375
19.4. Несуча система. Трансмісія 378
19.4.1. Загальні відомості про несучу систему 378
19.4.2. Несучий гвинт 378
19.4.2.1. Головні дані 378
19.4.2.2. Втулка несучого гвинта 378
19.4.2.3. Лопать несучого гвинта 383
19.4.3. Рульовий гвинт 386
19.4.3.1. Загальна характеристика 386
19.4.3.2. Втулка рульового гвинта 386
19.4.3.3. Лопать рульового гвинта 388
19.4.4. Трансмісія вертольота 389
19.4.4.1. Загальні відомості 389
19.4.4.2. Проміжний редуктор 389
19.4.4.3. Хвостовий редуктор 390
19.4.4.4. Хвостовий вал трансмісії 393
19.4.4.5. Карданний вал вентилятора 395
19.4.4.6. Гальмо несучого гвинта 396
19.5. Шасі 397
19.5.1. Загальні відомості 397
19.5.2. Передній стояк шасі 397
19.5.2.1. Амортизаційний стояк 400
19.5.2.2. Колесо К2-П6 401
19.5.3. Головні стояки шасі 402

19.5.3.1. Амортизатор....402
19.5.3.2. Підкоси і напіввісь....404
19.5.3.3. Колесо КТ-97/3....404
19.5.3.4. Обтічник....404
19.5.4. Хвостова опора....405
19.5.5. Експлуатація шасі....407
19.5.5.1. Перевірка готовності вертольота до польоту....407
19.6. Система керування вертольотом....407
19.6.1. Загальні відомості....407
19.6.2. Подовжньо-поперечне керування....409
19.6.2.1. Структура системи....409
19.6.2.2. Агрегати системи....409
19.6.3. Шляхове керування....419
19.6.3.1. Структура системи....419
19.6.3.2. Агрегати системи....419
19.6.4. Об'єднане керування загальним кроком НГ і двигунами....423
19.6.4.1. Структура системи....425
19.6.4.2. Агрегати системи....425
19.6.5. Роздільне керування двигунами....427
19.6.5.1. Структура системи....428
19.6.5.2. Агрегати системи....428
19.6.6. Керування зупинкою двигунів....428
19.6.7. Керування гальмом несучого гвинта....428
Бібліографічний список....431

Навчальне видання

Гребеніков Олександр Григорович,
Гуменний Андрій Михайлович,
Долматов Анатолій Іванович
та ін.

ПРОЕКТУВАННЯ ВАЖКИХ ОДНОГВИНТОВИХ ВЕРТОЛЬОТІВ ТА ЇХ ТРАНСМІСІЙ

Частина 2

Редактор Т. Г. Кардаш

Комп'ютерне верстання: Т. А. Гамануха

Переклад українською мовою: Т. А. Гамануха, С. М. Шаповалов

Зв. план, 2018
Підписано до видання 25.07.2018
Ум. друк. арк. 25,6. Обл.-вид. арк. 28,81. Електронний ресурс

Видавець і виготовлювач
Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17
http://www. khai. edu
Видавничий центр «ХАІ»
61070, Харків-70, вул. Чкалова, 17
izdat@khai. edu

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи
до Державного реєстру видавців, виготовлювачів і розповсюджувачів
видавничої продукції сер. ДК №391 від 30.03.2001