

М.Б. Сушак¹, І.О. Чернозубкін², О.І. Євмешкін¹, М.М. Деревянко¹

¹Державний науково-дослідний інститут авіації, Київ

²Центральний науково-дослідний інститут Збройних Сил України, м. Київ

НАУКОВО-МЕТОДИЧНИЙ ПІДХІД ВИЗНАЧЕННЯ ЕКВІВАЛЕНТНОГО НАПРАЦЮВАННЯ ПІДШИПНИКІВ ГОЛОВНОГО РЕДУКТОРА ВЕРТОЛЬОТУ З УРАХУВАННЯМ ЇХНЬОГО НАПРАЦЮВАННЯ В АНАЛОГІЧНОМУ ВУЗЛІ ІНШОГО ТИПУ ГОЛОВНОГО РЕДУКТОРА

Представлено науково-методичний підхід визначення еквівалентного напрацювання підшипників головного редуктора вертольоту з урахуванням їхнього напрацювання в аналогічному вузлі іншого типу головного редуктора на етапі його ремонту в умовах авіаремонтного підприємства. Використання запропонованого підходу дозволить використовувати залишковий ресурс підшипників у повному обсязі за результатом виконання ремонту головних вертолiтних редукторів ВР-8А, ВР-14 та ВР-24.

Ключові слова: головний редуктор, заводський ремонт, підшипник, еквівалентне навантаження, еквівалентне напрацювання, коефіцієнт еквівалентності.

Вступ

Постановка проблеми. Ремонт авіаційної техніки (далі – АТ) є важливою складовою її життєвого циклу, забезпечує відновлення технічних характеристик літальних апаратів і продовження їх експлуатаційного ресурсу [1]. Однак, на етапі заводського ремонту часто виникає питання з постачанням підшипників головних вертолiтних редукторів (далі – ГВР) штатної комплектації, що ускладнює процес ремонту та підвищує його вартість і тривалість. Відсутність достатньої кількості кондиційних підшипників ГВР ВР-8А, ВР-14 та ВР-24 на етапі ремонту негативним чином впливає на ефективність відновлення літальних апаратів (далі – ЛА) та знижує рівень справності парку вертольотів типу Ми-8(9), Ми-8МТ(МТВ) та Ми-24.

Одним із шляхів вирішення даної проблеми є можливість використання підшипників ГВР з напрацюванням, які за результатами дефектування визначені придатними та мають достатній залишковий ресурс для забезпечення надійної роботи ГВР у міжремонтний період. При цьому є необхідність перерахунку напрацювання, яке має підшипник в одному ГВР, у напрацювання в іншому типі ГВР з метою використання залишкового ресурсу підшипника в повному обсязі.

Мета статті – розробка методичного підходу визначення еквівалентного напрацювання підшипників головного редуктора вертольоту з урахуванням їхнього напрацювання в аналогічному вузлі іншого типу головного редуктора на етапі його ремонту в умовах авіаремонтного підприємства.

Аналіз останніх досліджень та публікацій.

Актуальність розгляду задачі щодо визначення можливості використання залишкового ресурсу підшипників у повному обсязі за результатом виконання ремонту головних вертолiтних редукторів ВР-8А, ВР-14 та ВР-24 формується на основі оцінки довговічності підшипникових опор зубчатих коліс авіаційних трансмісій з урахуванням динамічного навантаження в зачепленні зубів за допомогою розробленої динамічної моделі [2], а також з урахуванням вимог нормативного документу [3], що визначає методику розрахунку динамічної вантажопідйомності, еквівалентного динамічного навантаження та довговічності підшипників кочення.

Розрахунки підшипникових опор ГВР потребують застосовування та розробки сучасних методів оцінки довговічності, що дозволяють більш детально враховувати особливості умов їх роботи та виду навантаження.

На сьогодні вже розроблено ряд розрахункових методів оцінки динамічного навантаження підшипникових опор сателітів планетарних редукторів авіаційних двигунів. Так, в [4, 5] висвітлено один із розрахункових методів, що оснований на результатах аналізу динамічної моделі планетарного редуктора з зосередженими параметрами для планетарного ряду. На основі порівняння амплітудно-частотних характеристик коефіцієнта динамічності з модифікацією зубів на зубчатих колесах (далі – ЗК) і без неї встановлено, що введення модифікації знижує коефіцієнт динамічності для деяких режимів до 2 разів. Аналіз результату розрахунку показав, що без урахування динамічного навантаження підшипника, його довговічність більша приблизно на 11 %, ніж з його

врахуванням. Розглянута конструкція редуктора з опорами сателітів на підшипниках кочення. Підтверджено той факт, що найбільш завантаженими підшипниковими опорами в планетарному редукторі є опори сателітних шестерень, що сприймають подвійне навантаження від сил в щепленні ЗК. При цьому конструктивні особливості таких редукторів визначають найбільш тяжкі обмеження розмірів як шестерень сателітів, так і підшипникових опор, накладуючи, в свою чергу, вимоги щодо їх максимальної навантаженості та роботи на межі запасів втомлювальної міцності та довговічності.

При проектуванні редукторів, у розрахунках на міцність ЗК, згідно з вимогами стандартів [6...8], динамічні навантаження враховуються через коефіцієнт динамічності, що залежить від частоти обертання ЗК та точності їх виготовлення. Вплив податливості опор, параметрів зачеплення та елементів конструкції редуктора на міцність ЗК, а також профільну та поздовжню модифікацію зубів не враховувалось.

Згідно з розрахунковими методами [9, с. 3...14; 10, с. 141...161, 182...224], вплив динамічних навантажень в зчепленнях зубів сателітів на номінальну довговічність підшипників враховується за допомогою спеціального коефіцієнту при розрахунку еквівалентного навантаження, що діє на підшипник.

Значення та напрямок навантаження на підшипники опор сателітів редуктора при роботі постійно змінюються. Тому існує необхідність розраховувати еквівалентне навантаження для кожного режиму. При великій кількості режимів роботи редуктора розрахунки становляться громіздкими, внаслідок чого на практиці їх число скорочують до прийняттого рівня [11, с. 61...158; 12, с. 62...158, 268...302, 378...558]. Слід мати на увазі, що великі навантаження істотно зменшують ресурс (довговічність) підшипника, тому важливо щоб ударні та пікові навантаження були обов'язково враховані, навіть коли період їх дії малий. До них відносяться високі динамічні навантаження в зачепленні ЗК при проході через резонансні режими їх роботи. Для всіх режимів роботи підшипника важливо забезпечити товщину змащувального шару плівки в контакті, яка має перевищувати сумарну висоту мікронерівностей контактуючих поверхонь. Максимальні контактні напруження в підшипнику повинні бути нижчими їх допустимого рівня.

Виклад основного матеріалу

На практиці часті випадки, коли один і той же підшипник може використовуватися в різних типах ГВР та відповідно сприймати різне навантаження.

При цьому, є необхідність перерахунку напрацювання, яке має підшипник в одному ГВР, у напрацювання в іншому типі ГВР з метою використання залишкового ресурсу підшипника в повному обсязі.

Кінематичну схему розташування підшипників типової силової гілки ГВР ВР-8А, ВР-14 та ВР-24 зображено на рисунку 1.

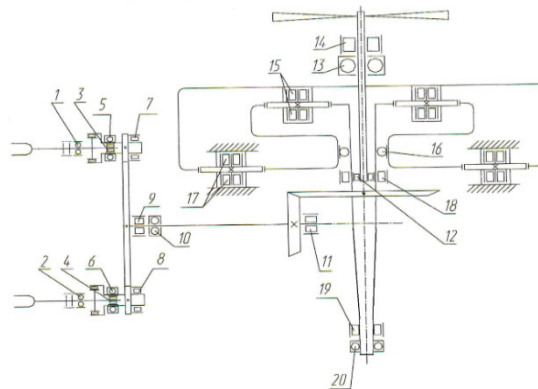


Рис. 1. Кінематична схема розташування підшипників типової силової гілки ГВР (цифрами 1...20 позначені номери підшипників)
Джерело: [13]

Місця встановлення, кількість, позначення та тип підшипників типової силової гілки ГВР ВР-8А, ВР-14 та ВР-24 наведено в таблиці 1.

В таблиці 1, з двадцяти найменувань підшипників: десять найменувань підшипників застосовуються в складі ГВР ВР-8А, ВР-14 та ВР-24: поз. 3, 4, 9, 11, 12, 15, 16, 17, 19, 20;

дев'ять найменувань підшипників застосовуються в складі ГВР ВР-8А, ВР-14 (при цьому в ГВР ВР-24 застосовуються підшипники іншого найменування): поз. 1, 2, 5, 6, 7, 8, 10, 13, 18; за одним найменуванням (поз. 14) застосовуються різні підшипники в складі ГВР ВР-8А та ВР-14, а в ГВР ВР-24 підшипник поз. 14 не передбачений конструкцією взагалі.

Для підшипників, які застосовуються тільки в одному типі ГВР, еквівалентне напрацювання не визначається, оскільки ці підшипники не можуть бути застосовані в іншому типі ГВР.

До цих підшипників входять такі позиції, які виділені в таблиці 1 позначкою “*”. Це такі підшипники: 25-211Б1Т (поз. 1 та 2); А276214Б1Т (поз. 5 та 6); 6-2212Б1Т (поз. 7 та 8); 5-176220Р2У (поз. 10); 86-176240ДТ (поз. 13); 7032136ЛМ (поз. 14); 6-7032136ЛМ (поз. 14); 6-1032948М (поз. 18).

Вихідні дані для проведення розрахунків. Еквівалентне навантаження (радіальне, осьове) на підшипнику ГВР ВР-8А, ВР-14 та ВР-24 та частота обертання наведено в таблиці 2.

Таблиця 1

Застосування підшипників типової силової гілки ГВР ВР-8А, ВР-14 та ВР-24

Позиція на рис. 1	Місце встановлення	Номенклатурний номер підшипника	Тип вальниці	Кількість	Застосування в ГВР		
					ВР-8А	ВР-14	ВР-24
1	2	3	4	5	6	7	8
1, 2	Муфта вільного ходу (МВХ)	25-211Б1Т *	кульковий радіальний	2	+	-	-
		76-1000919БТ2	кульковий радіальний	2	-	+	+
3, 4		5-292205Б2	роликовий радіальний	2	+	+	+
5, 6	Перша ступінь силової гілки	A276214Б1Т *	кульковий радіально-упорний	2	+	-	-
		46-276915Б1Т1		2	-	+	+
7, 8		6-2212Б1Т *	роликовий радіальний	2	+	-	-
		5-31212БТ		2	-	+	+
9	Вал-шестерня кінцева	6-32220Б1Т	роликовий радіальний	1	+	+	+
10		A176220Б2Т	кульковий радіально-упорний	1	+	-	+
		5-176220Р2У *		1	-	+	-
11		6-32317Б2	роликовий радіальний	1	+	+	+
12	Вал гвинта	56-32224БМ	роликовий радіальний	1	+	+	+
13		26-126236Б5	кульковий радіально-упорний	1	+	+	-
		86-176240ДТ *		1	-	-	+
14		7032136ЛМ *	роликовий радіальний	1	+	-	-
	6-7032136ЛМ *	1		-	+	-	
15	Сателіти планетарної ступені	6-42408К4	роликовий радіальний	10	+	+	+
16	Планетарна ступінь	6-1000836Л	кульковий радіальний	1	+	+	+
17	Сателіти ступені перебору	6-42408К4	роликовий радіальний	14	+	+	+
18	Центральний вал	6-1032948М *	роликовий радіальний	1	+	-	-
		6-1292948М		1	-	+	+
19		A32218БТ	роликовий радіальний	1	+	+	+
20		A176218Б	кульковий радіально-упорний	1	+	+	+

Джерело: розроблено авторами за матеріалами [14...16]

Таблиця 2

Еквівалентне навантаження (радіальне, осьове) на підшипнику ГВР ВР-8А, ВР-14, ВР-24 та частота обертання

Позиція на рис. 1	Номенклатурний номер підшипника	Радіальне еквівалентне навантаження F_r, H			Осьове еквівалентне навантаження F_a, H			Еквівалентна частота обертання $n, \text{об/хв}$		
		ВР-8А	ВР-14	ВР-24	ВР-8А	ВР-14	ВР-24	ВР-8А	ВР-14	ВР-24
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	76-1000919БТ2	-	1175	1214	-	491	491	-	14985	
2	76-1000919БТ2	-	1175	1214	-	491	491	-	14985	
3	5-292205Б2	222	1166	1214	0	0	0	12000	14985	
4	5-292205Б2	222	1166	1214	0	0	0	12000	14985	
5	46-276915Б1Т1	-	9730	8675	-	5001	3979	-	14985	
6	46-276915Б1Т1	-	9730	8675	-	5001	3979	-	14985	
7	5-31212БТ	-	6533	5636	-	0	0	-	14985	
8	5-31212БТ	-	6533	5636	-	0	0	-	14985	
9	6-2212Б1Т *	93785	33625	27975	0	0	0	4170	4170	
10	A176220Б2Т	0	-	0	19023	-	22274	4170	-	
11	6-32317Б2	24581	39677		0	0	0	4170	4170	
12	56-32224БМ	18862	29781	23268	0	0	0	1574 *	1769 *	
13	26-126236Б5	0	0	-	113039	121020	-	192	192	
15	6-42408К4	20983	30183	26650	0	0	0	1888	1888	2358
16	6-1000836Л	0	0	0	3237	3234	3234	1534 *	1534 *	1916 *
17	6-42408К4	25011	36321	30117	0	0	0	702	702	876
18	6-1292948М	-	44196	34316	-	0	0	-	1958	2448
19	A32218БТ	14026	20153	16250	0	0	0	1958	1958	2448
20	A176218Б	0	0	0	6485	9037	7492	1958	1958	2448

Примітки: Позначкою "*" виділено відносну частоту обертання підшипників з урахуванням обертання кілець при роботі. Еквівалентні навантаження на підшипнику ГВР поз. 14 не розглядаються тому, що в ГВР ВР-24 підшипник поз. 14 – не передбачений конструкцією. Знаком "-" позначено підшипник, який не застосовується в редукторі. Знаком "0" позначено підшипник, який не несе вказаний вид навантаження в редукторі

Джерело: розроблено авторами за матеріалами [14...16]

Вихідні дані для розрахунку прогнозованої довговічності підшипників ГВР мають бути визначені попередньо для кожного типу редуктора окремо. При цьому має бути враховано: матеріал виготовлення усіх підшипників типової гілки ГВР (твердість робочих поверхонь, обробка робочих поверхонь); робоча температура усіх підшипників типової силової гілки ГВР; масло, яке використовується при експлуатації ГВР, та відповідність його встановленим нормам; тонкість фільтрації масла ГВР, інше.

Виконання розрахунків визначення еквівалентного напрацювання підшипників.

Розрахунки виконуються для визначення еквівалентного напрацювання конкретного підшипника, який експлуатується в аналогічному вузлі і має різне навантаження в складі різних типів ГВР.

Розрахунки базуються на сучасних методах забезпечення надійності деталей АТ, враховують різне навантаження підшипника за допомогою коефіцієнта еквівалентності через співвідношення еквівалентних динамічних радіальних навантажень та частот обертання підшипника в експлуатаційних умовах.

З урахуванням коефіцієнтів еквівалентності підшипників при експлуатації у складі різних типів ГВР, розраховується еквівалентне напрацювання підшипників в складі ГВР ВР-8А, ВР-24 та ВР-14. При цьому під еквівалентним напрацюванням підшипників в складі ГВР слід розуміти:

ВР-8А – фактичне напрацювання підшипників в складі ГВР ВР-14 або ВР-24 з урахуванням відповідного коефіцієнта еквівалентності;

ВР-14 – фактичне напрацювання підшипників в складі ГВР ВР-8А або ВР-24 з урахуванням відповідного коефіцієнта еквівалентності;

ВР-24 – фактичне напрацювання підшипників в складі ГВР ВР-8А або ВР-14 з урахуванням відповідного коефіцієнта еквівалентності.

Таким чином, еквівалентне напрацювання підшипників може бути визначено за такими формулами.

Для підшипників при їх встановленні у ГВР ВР-8А після напрацювання в складі ГВР ВР-14:

$$T_{14}^8 = T_{\phi}^{14} / K_{14}^8, \quad (1)$$

після напрацювання в складі ГВР ВР-24:

$$T_{24}^8 = T_{\phi}^{24} / K_{24}^8, \quad (2)$$

де: T_{ϕ}^{14} , T_{ϕ}^{24} – фактичне напрацювання підшипників в складі ГВР ВР-14 та ВР-24, відповідно, годин; K_{14}^8 – коефіцієнт еквівалентності при встановленні підшипників у ГВР ВР-8А з урахуванням його напрацювання в складі ГВР ВР-14; K_{24}^8 – коефіцієнт еквівалентності при встановленні підшипників у

ГВР ВР-8А з урахуванням його напрацювання в складі ГВР ВР-24.

Для підшипників при їх встановленні у ГВР ВР-14 після напрацювання в складі ГВР ВР-8А:

$$T_8^{14} = T_{\phi}^8 / K_8^{14}, \quad (3)$$

після напрацювання в складі ГВР ВР-24:

$$T_{24}^{14} = T_{\phi}^{24} / K_{24}^{14}, \quad (4)$$

де: T_{ϕ}^8 , T_{ϕ}^{24} – фактичне напрацювання підшипників в складі ГВР ВР-8А та ВР-24, годин; K_8^{14} – коефіцієнт еквівалентності при встановленні підшипників у ГВР ВР-14 з урахуванням їх напрацювання в складі ГВР ВР-8А; K_{24}^{14} – коефіцієнт еквівалентності при встановленні підшипників у ГВР ВР-14 з урахуванням їх напрацювання в складі ГВР ВР-24.

Для підшипників при їх встановленні у ГВР ВР-24 після напрацювання в складі ГВР ВР-8А:

$$T_8^{24} = T_{\phi}^8 / K_8^{24}, \quad (5)$$

після напрацювання в складі ГВР ВР-14:

$$T_{14}^{24} = T_{\phi}^{14} / K_{14}^{24}, \quad (6)$$

де: K_8^{24} – коефіцієнт еквівалентності при встановленні підшипників у ГВР ВР-24 з урахуванням їх напрацювання в складі ГВР ВР-8А; K_{14}^{24} – коефіцієнт еквівалентності при встановленні підшипників у ГВР ВР-24 з урахуванням його напрацювання в складі ГВР ВР-14.

Примітка: в позначенні коефіцієнтів еквівалентності нижній індекс коефіцієнта вказує тип ГВР, з якого переставляється підшипник, верхній індекс – на який тип ГВР підшипник встановлюється.

Розрахунок коефіцієнтів еквівалентності навантаження підшипників при експлуатації в складі різних типів головних вертолітних редукторів. Методика розрахунків.

Коефіцієнт еквівалентності підшипників при експлуатації в складі різних типів ГВР може бути визначено згідно з [14...16] за формулою:

$$K = \frac{n_1}{n_2} \left(\frac{P_{r1}}{P_{r2}} \right)^m, \quad (7)$$

де: n_1 , n_2 – еквівалентні частоти обертання кілець підшипників при експлуатації в складі першого та другого типу ГВР, відповідно, об/хв; P_{r1} , P_{r2} – еквівалентне динамічне радіальне навантаження на підшипник при експлуатації в складі першого та другого типу ГВР, відповідно, Н; m – показник ступеню, який дорівнює 3 та 10/3 для кулькового та роликового підшипника, відповідно.

Для підшипників трьох типів ГВР, формула (7) прийме наступний вигляд:

1) при їх встановленні в ГВР ВР-8А: після напрацювання в складі ГВР ВР-14:

$$K_{14}^8 = \frac{n_8}{n_{14}} \left(\frac{P_{r8}}{P_{r14}} \right)^m; \quad (8)$$

після напрацювання в складі ГВР ВР-24:

$$K_{24}^8 = \frac{n_8}{n_{24}} \left(\frac{P_{r8}}{P_{r24}} \right)^m; \quad (9)$$

2) при їх встановленні в ГВР ВР-14:
після напрацювання в складі ГВР ВР-8А:

$$K_8^{14} = \frac{n_{14}}{n_8} \left(\frac{P_{r14}}{P_{r8}} \right)^m; \quad (10)$$

після напрацювання в складі ГВР ВР-24:

$$K_{24}^{14} = \frac{n_{24}}{n_8} \left(\frac{P_{r14}}{P_{r24}} \right)^m; \quad (11)$$

3) при їх встановленні в ГВР ВР-24:
після напрацювання в складі ГВР ВР-8А:

$$K_8^{24} = \frac{n_{24}}{n_8} \left(\frac{P_{r24}}{P_{r8}} \right)^m; \quad (12)$$

після напрацювання в складі ГВР ВР-14:

$$K_{14}^{24} = \frac{n_{24}}{n_{14}} \left(\frac{P_{r24}}{P_{r14}} \right)^m. \quad (13)$$

де: n_8, n_{14}, n_{24} – частота обертання кілець підшипника при експлуатації в складі ГВР ВР-8А, ВР-14 та ВР-24, відповідно, об/хв;

P_{r8}, P_{r14}, P_{r24} – еквівалентне динамічне радіальне навантаження на підшипник при експлуатації в складі ГВР ВР-8А, ВР-14 та ВР-24, відповідно, Н.

Еквівалентне динамічне радіальне навантаження визначено згідно з “*” за формулою:

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_o \cdot K_t, \quad (14)$$

де: F_r і F_a – радіальне та осьове навантаження, відповідно, постійне за величиною та напрямом, Н; X і Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження, Н; прийняті згідно з [9]; V – коефіцієнт обертання, прийнято згідно з [9]; K_o – коефіцієнт безпеки, який враховує вплив на довговічність підшипників вібраційних перевантажень та динамічних умов роботи, прийнято згідно з [9]; K_t – температурний коефіцієнт, який враховує вплив на довговічність підшипників твердості поверхонь тіл кочення та робочої температури підшипника, прийнято згідно з [9].

Результати розрахунків.

Еквівалентні динамічні радіальні навантаження на підшипники, які розраховані відповідно до попередньо визначених вихідних даних, наведено в таблиці 3. Крім цього, в таблиці 3 наведено частоту обертання кілець підшипників.

Таблиця 3

Результати розрахунків еквівалентного динамічного радіального навантаження підшипників ГВР

Позиція на рис.1	Номенклатурний номер підшипника	Еквівалентне динамічне радіальне навантаження, P_r , Н			Частота обертання, n , об/хв		
		ВР-8А	ВР-14	ВР-24	ВР-8А	ВР-14	ВР-24
1, 2	76-1000919БТ2	-	1966	1990	-	14985	
3, 4	5-292205Б2	293	1621	1675	12000	14985	
5, 6	46-276915Б1Т1	-	11186	9977	-	14985	
7, 8	5-31212БТ	-	7751	8164	-	14985	
9	6-2212Б1Т	26476	38961	32172	4170	4170	5206
10	A176220Б2Т	17964		21920	4170		5206
11	6-32317Б2	30339	45957	37206	4170	4170	5206
12	56-32224БМ	24898	41098	36839	1574	1769	2208
13	26-126236Б5	105443	118019	-	192	192	-
15	6-42408К4	23081	34711	30647	1888	1888	2358
16	6-1000836Л	6053	6322	6322	1534	1534	1916
17	6-42408К4	27512	41428	34634	702	701	875
18	6-1292948М	-	51324	39924	-	1958	2445
19	A32218БТ	15429	26092	18757	1958	1958	2445
20	A176218Б	6050	8925	7364	1958	1958	2445

Джерело: розроблено авторами

Для прикладу, проведено розрахунок коефіцієнту еквівалентності роликового підшипника 6-32220Б1Т (поз. 9), який застосовується в складі всіх трьох типів ГВР:

$$K_{14}^8 = \frac{n_8}{n_{14}} \left(\frac{P_{r8}}{P_{r14}} \right)^m = \frac{4170}{4170} \cdot \left(\frac{26476}{38961} \right)^{10/3} = 0,276;$$

$$K_{24}^8 = \frac{n_8}{n_{24}} \left(\frac{P_{r8}}{P_{r24}} \right)^m = \frac{4170}{5206} \cdot \left(\frac{26476}{32172} \right)^{10/3} = 0,418;$$

$$K_8^{14} = \frac{n_{14}}{n_8} \left(\frac{P_{r14}}{P_{r8}} \right)^m = \frac{4170}{4170} \cdot \left(\frac{38961}{26476} \right)^{10/3} = 3,625;$$

$$K_{24}^{14} = \frac{n_{14}}{n_{24}} \left(\frac{P_{r14}}{P_{r24}} \right)^m = \frac{4170}{5206} \cdot \left(\frac{38961}{32172} \right)^{10/3} = 1,516$$

$$K_8^{24} = \frac{n_{24}}{n_8} \left(\frac{P_{r24}}{P_{r8}} \right)^m = \frac{5206}{4170} \cdot \left(\frac{32172}{26476} \right)^{10/3} = 2,390;$$

$$K_{14}^{24} = \frac{n_{24}}{n_{14}} \left(\frac{P_{r24}}{P_{r14}} \right)^m = \frac{5206}{4170} \cdot \left(\frac{32172}{38961} \right)^{10/3} = 0,660.$$

Результати розрахунків еквівалентного динамічного радіального навантаження на підшипник в експлуатаційних умовах ГВР ВР-8А, ВР-14 та ВР-24 наведені в таблиці 3.

Результати розрахунків коефіцієнтів еквівалентності підшипників в експлуатаційних умовах ГВР ВР-8А, ВР-14 та ВР-24, які визначені за формулами (8)...(13) наведені в таблиці 4.

Таблиця 4

Результати розрахунків коефіцієнтів еквівалентності підшипників в експлуатаційних умовах ГВР

Позиція на рис. 1	Номенклатурний номер підшипника	Коефіцієнти еквівалентності підшипників					
		K_{14}^{8}	K_{24}^{8}	K_{8}^{14}	K_{24}^{14}	K_{8}^{24}	K_{14}^{24}
1	2	3	4	5	6	7	8
1, 2	76-1000919БТ2	-	-	-	0,964	-	1,037
3, 4	5-292205Б2	0,0027	0,0024	370	0,897	417	1,115
5, 6	46-276915Б1Т1	-	-	-	1,409	-	0,710
7, 8	5-31212БТ	-	-	-	1,816	-	0,550
9	6-2212Б1Т	0,276	0,418	3,627	1,516	2,392	0,660
10	A176220Б2Т	-	0,441	-	-	2,270	-
11	6-32317Б2	0,251	0,406	3,991	1,619	2,466	0,618
12	56-32224БМ	0,167	0,193	5,974	1,154	5,178	0,867
13	26-126236Б5	0,713	-	1,402	-	-	-
15	6-42408К4	0,257	0,311	3,897	1,213	3,214	0,825
16	6-1000836Л	0,878	0,703	1,139	0,801	1,423	1,250
17	6-42408К4	0,256	0,372	3,914	1,456	2,688	0,687
18	6-1292948М	-	-	-	1,851	-	0,540
19	A32218БТ	0,174	0,418	5,762	2,406	2,395	0,416
20	A176218Б	0,312	0,147	3,210	0,473	6,782	2,113

Джерело: розроблено авторами

Приклад розрахунку еквівалентного напруження підшипників ГВР.

Нижче наведено розрахунок еквівалентного напруження підшипника 6-32220Б1Т (поз. 9 на рис. 1) ГВР, з урахуванням його фактичного напруження в складі ГВР іншого типу.

Розрахунок еквівалентного напруження підшипника 6-32220Б1Т ГВР ВР-8А, з урахуванням його фактичного напруження в складі ГВР ВР-14 – 100 годин. У цьому випадку еквівалентне напруження підшипника у складі ГВР ВР-8А, з урахуванням коефіцієнту еквівалентності підшипників, визначеного за формулою (8), складає:

$$T_{14}^8 = T_{\phi}^{14} / K_{14}^8 = 100/0,276 = 362,3 \text{ годин.}$$

Розрахунок еквівалентного напруження підшипника 6-32220Б1Т ГВР ВР-8А, з урахуванням його фактичного напруження у складі ГВР ВР-24 – 100 годин. У цьому випадку еквівалентне напруження підшипника у складі ГВР ВР-8А, з урахуванням коефіцієнту еквівалентності підшипників, визначеного за формулою (9), складає:

$$T_{24}^8 = T_{\phi}^{24} / K_{24}^8 = 100/0,418 = 239,2 \text{ годин.}$$

Розрахунок еквівалентного напруження підшипника 6-32220Б1Т ГВР ВР-14, з урахуванням його фактичного напруження у складі ГВР

ВР-8А– 100 годин. У цьому випадку еквівалентне напруження підшипника у складі ГВР ВР-14, з урахуванням коефіцієнту еквівалентності підшипників, визначеного за формулою (10), складає:

$$T_8^{14} = T_{\phi}^8 / K_8^{14} = 100/3,627 = 27,6 \text{ годин.}$$

Розрахунок еквівалентного напруження підшипника 6-32220Б1Т ГВР ВР-14 з урахуванням його фактичного напруження у складі ГВР ВР-24 – 100 годин. У цьому випадку еквівалентне напруження підшипника у складі ГВР ВР-14, з урахуванням коефіцієнту еквівалентності підшипників, визначеного за формулою (11), складає:

$$T_{24}^{14} = T_{\phi}^{24} / K_{24}^{14} = 100/1,517 = 65,9 \text{ годин.}$$

Розрахунок еквівалентного напруження підшипника 6-32220Б1Т ГВР ВР-24 з урахуванням його фактичного напруження у складі ГВР ВР-8А – 100 годин. У цьому випадку еквівалентне напруження підшипника у складі ГВР ВР-24, з урахуванням коефіцієнту еквівалентності підшипників, визначеного за формулою (12), складає:

$$T_8^{24} = T_{\phi}^8 / K_8^{24} = 100/2,392 = 41,8 \text{ годин.}$$

Розрахунок еквівалентного напруження підшипника 6-32220Б1Т ГВР ВР-24, з урахуванням його фактичного напруження у складі ГВР ВР-14 – 100 годин. У цьому випадку еквівалентне

напрацювання підшипника у складі ГВР ВР-24, з урахуванням коефіцієнту еквівалентності підшипників, визначеного за формулою (13), складає:

$$T_{14}^{24} = T_{\phi}^{14} / K_{14}^{24} = 100/0,660 = 151,5 \text{ годин.}$$

Висновки

1. У даному методичному підході визначення еквівалентного напрацювання підшипників типової силової гілки головного редуктора з урахуванням їхнього напрацювання в аналогічному вузлі іншого типу головного редуктора наведено результати розрахунків коефіцієнтів відповідності розрахункової довговічності підшипників при експлуатації на ГВР ВР-8А, ВР-14 та ВР-24.

2. Наведений методичний підхід можливо застосовувати при розробці відповідної технологічної документації, що регламентує алгоритм процесу обґрунтованої перестановки підшипників типової силової гілки на інший тип редуктора.

Методичний підхід рекомендовано застосовувати для підшипників кочення, виготовлених відповідно до ЕТУ-100.

Подальші дослідження за означеною тематикою планується спрямувати на апробацію запропонованого методичного підходу для обґрунтування шляхів удосконалення технології ремонту ГВР ВР-8А, ВР-14 та ВР-24.

Результати апробації запропонованого методичного підходу буде представлено у подальших наукових статтях.

Список літератури

1. Сушак М.Б., Євмешкін О.І., Деревянко М.М., Фокін С.О. Методичний підхід щодо кількісної оцінки ремонтпридатності авіаційної техніки на етапі її ремонту в умовах авіаремонтного підприємства // Зб. наук. праць ДНДІА. 2024. – № 20 (27). – С. 269–277.
2. Калинин Д.В., Петров Н.И., Лаврентьев Ю.Л. Оценка долговечности подшипников опор сателлитов планетарных редукторов авиационных двигателей с учетом их динамической нагруженности. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Известия высших учебных заведений. М.: Машиностроение. Выпуск № 3 (720) –2020. – С. 75–83.
3. ГОСТ 18855-2013. Подшипники качения. Динамическая грузоподъемность и номинальный ресурс.
4. Kalinin D.V., Temis Yu.M. Dynamic modeling of non-linear vibrations in cylindrical tooth gearing of aircraft drive systems. Vestnik of Samara university. Aerospace and mechanical engineering, 2015, vol. 14, no. 3, pt. 1, – pp. 193–202.
5. Kalinin D., Temis J., Magerramova I. Dynamic model for planetary gear sets of geared turbofan jet engines. Materials of 31st Congress of the international Council of the Aeronautical Sciences, Belo Horizonte, Brazil, 9–14 September, 2018, no. 143115.
6. ISO 6336-6:2006. Calculation of load capacity of spur and helical gears. Part 6: Calculation of service life under variable load. 2006. – 24 p.
7. DIN 3990-2:1987-12. Calculation of load capacity cylindrical gears. Calculation of pitting resistance, 1987. – 18 p.
8. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
9. Ерошкин А.И., Петров Н.И. Методика расчетной оценки подшипников качения авиационных двигателей и их агрегатов, требования к конструктивным параметрам опор. М.: ФГУП ЦИАМ им. П.И. Баранова, 1996. – 14 с.
10. Биргер И.А., Шторр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчётная прочность деталей машин. Справочник. М., Машиностроение, 1993. – 640 с.
11. SKF. Rolling Bearings. PUB BU/P1 10000/3 EN. 2016. – 1363 p.
12. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. М., Машиностроение, 1975. – 572 с.
13. Данилов В.А. Вертолет Ми-8: Устройство и техническое обслуживание. М.: Транспорт, 1988. – 278 с.
14. Технічний звіт № 5/2018-ВР-8А: Головний вертолiтний редуктор ВР-8А. Довговiчнiсть пiдшипникiв силової гiлки редуктора. – Запорiжжя, АТ “МОТОР СiЧ”, 2018. – 34 с.
15. Технічний звіт № 8/2018-ВР-14: Головний вертолiтний редуктор ВР-14. Довговiчнiсть пiдшипникiв силової гiлки редуктора. – Запорiжжя, АТ “МОТОР СiЧ”, 2018. – 35 с.
16. Технічний звіт № 2/2017-ВР-24: Редуктор ВР-24. Прогнозована довговiчнiсть пiдшипникiв силової гiлки редуктора з облiком режимiв при ОНД. – Запорiжжя, АТ “МОТОР СiЧ”, 2017. – 55 с.

Надійшла до редколегії 10.11.2025

Схвалена до друку 27.11.2025

Відомості про авторів:

Сушак Михайло Борисович

кандидат технічних наук
старший науковий співробітник
начальник науково-дослідного відділу
Державного науково-дослідного інституту авіації,
Київ, Україна
<https://orcid.org/0000-0001-7747-2303>

Чернозубкін Ігор Олександрович

кандидат технічних наук
доцент
провідний науковий співробітник
Центрального науково-дослідного інституту
Збройних Сил України,
Київ, Україна
<https://orcid.org/0000-0002-3243-4714>

Євмешкін Олександр Іванович

старший науковий співробітник
Державного науково-дослідного інституту авіації,
Київ, Україна
<https://orcid.org/0009-0000-7660-2209>

Дерев'яно Михайло Миколайович

науковий співробітник
Державного науково-дослідного інституту авіації,
Київ, Україна
<https://orcid.org/0000-0002-4198-1074>

Information about the authors:

Mykhaylo Sushak

Candidate of Technical Sciences
Senior Researcher
Head of Research Department
of State Research Institute of Aviation,
Kyiv, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0001-7747-2303>

Igor Chernozubkin

Candidate of Technical Sciences
Associate Professor
Leading Researcher
of Central Research Institute
of the Armed Forces of Ukraine,
Kyiv, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-3243-4714>

Oleksandr Yevmeshkin

Senior Researcher
of State Research Institute of Aviation,
Kyiv, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0000-7660-2209>

Mykhaylo Derevjanko

Research Associate
of State Research Institute of Aviation,
Kyiv, Ukraine
<https://orcid.org/0000-0002-4198-1074>

**METHODOLOGICAL APPROACH DEFINITIONS EQUIVALENT OPERATING TIME HELICOPTER
MAIN GEARBOX BEARINGS TAKING INTO ACCOUNT THEIR EXPERIENCE IN A SIMILAR
UNIT OF A DIFFERENT TYPE OF MAIN GEARBOX**

M. Sushak, I. Chernozubkin, O. Yevmeshkin, M. Derevjanko

A methodological approach is presented for determining the equivalent operating time of helicopter main gearbox bearings, taking into account their operating time in a similar unit of another type of main gearbox at the stage of its repair in an aircraft repair enterprise. The use of the proposed methodological approach will allow the residual resource of the bearings to be used in full as a result of the repair of the main helicopter gearboxes BP-8A, BP-14 and BP-24.

In this methodological approach, the determination of the equivalent operating time of the bearings of the power branch of the main gearbox, taking into account their operating time in a similar unit of another type of main gearbox, presents the results of calculations of the coefficients of conformity of the calculated durability of bearings when operating on the BP-8A, VR-14 and VR-24.

The presented methodological approach can be used in the development of relevant technical documentation regulating the algorithm of the process of justified replacement of power branch bearings with another type of reducer.

The methodological approach is recommended for use with rolling bearings manufactured in accordance with ETU 100.

Further research on this topic is planned to focus on testing the proposed methodological approach to justify ways to improve the repair technology of GVR BP-8A, BP-14 and BP-24.

The results of testing the proposed methodological approach will be presented in future articles.

Keywords: main gearbox, factory repair, repair technology, equivalent load, actual operating time, equivalence coefficient, calculations.